



HAL
open science

Caractérisation par problème inverse de l'amortissement présent dans une structure sandwich mousse-plaque avec différents types de contact à l'interface

Meryem Le Deunf

► To cite this version:

Meryem Le Deunf. Caractérisation par problème inverse de l'amortissement présent dans une structure sandwich mousse-plaque avec différents types de contact à l'interface. Acoustique [physics.class-ph]. Le Mans Université, 2022. Français. NNT : 2022LEMA1013 . tel-03869271

HAL Id: tel-03869271

<https://theses.hal.science/tel-03869271>

Submitted on 24 Nov 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE DE DOCTORAT

LE MANS UNIVERSITÉ

ÉCOLE DOCTORALE N° 602
Sciences pour l'Ingénieur
Spécialité : *Acoustique*

Par

Meryem LE DEUNF

Caractérisation par problème inverse de l'amortissement présent dans une structure sandwich mousse - plaque avec différents types de contact à l'interface

Thèse présentée et soutenue à 4^{ème} du Laboratoire d'Acoustique de Le Mans Université, le 10 mai à 9h30, version modifiée après soutenance et resoumise aux membres du jury
Unité de recherche : UMR CNRS 6613 Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM)

Thèse N° : 2022LEMA1013

Rapporteurs avant soutenance :

Guilhem MICHON Directeur de recherche - Institut Supérieur de l'Aéronautique et de l'Espace (ISAE-SUPAERO), Toulouse
Morvan OUISSE Professeur - Département Mécanique appliquée ENSMM, Besançon

Composition du Jury :

Examineurs : Nicolas DAUCHEZ Professeur - Laboratoire Roberval, université de technologie de Compiègne
Lucie ROULEAU Maître de conférences - Laboratoire de Mécanique des Structures et des Systèmes Couplés (LMSSC), Paris

Directeur : Charles PÉZERAT Professeur - Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM)
Co-encadrant : Frédéric ABLITZER Maître de conférences - Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM)
Co-encadrant : Nicolas MERLETTE Responsable de site - CEVAA Saint-Étienne-du-Rouvray

Invité(s) :

Serge PUVILLAND Responsable développement HyVibe - Paris

À mes parents, Catherine et Jean-Luc.
À mes soeurs et mon frère, Audrey, Morane et Julian.
À Théo.

Remerciements

Cette thèse est un travail de quatre ans, qui m'a apporté une expérience significative à la fois personnellement et professionnellement. Grâce à cela, j'ai eu la chance de m'entretenir avec de nombreux scientifiques avec lesquels j'ai pu discuter de l'ensemble de mes travaux de thèse. Ces échanges m'ont permis de monter en compétence. Mais cela n'aurait pas été possible sans les personnes qui m'ont accompagné tout au long de ce voyage et que je souhaite remercier ici.

Dans un premier temps, je remercie conjointement le Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM - UMR CNRS 6613) et le CEVAA du Groupe 6Napse qui m'ont donné l'opportunité d'effectuer cette thèse CIFRE. Dans cet esprit, je souhaite remercier mes encadrants qui m'ont accompagnée tout au long de cette thèse : Pr Charles PEZERAT, Dr Frédéric ABLITZER et Dr Nicolas MERLETTE, ainsi que M Serge PUVILLAND pour avoir initié ce projet. Merci infiniment pour votre aide quotidienne pendant cette période parfois compliquée. Je suis fière d'avoir appris à vos côtés et je vous remercie de m'avoir fait confiance pour mener ce projet à terme. Merci tout particulièrement à Frédéric ABLITZER pour sa patience, sa disponibilité et pour m'avoir aidé à développer les méthodes exposées dans le second chapitre, dont certaines ne sont pas présentes dans le manuscrit final, mais qui pourront, je l'espère, être présentées un jour. Merci beaucoup à Nicolas MERLETTE pour m'avoir soutenue et montrer la voie me permettant de poser ma toute petite pierre à l'édifice de la science. Il aura été mon papa de thèse pendant ces quatre années. Je remercie mes encadrants pour toutes ces heures de réunion à exploiter des résultats et pour cette merveilleuse conférence à NVH confort où nos travaux ont été récompensés. Ce projet a été ponctué de hauts et de bas, mais, grâce à eux, le résultat est là.

J'aimerais remercier aussi l'ensemble des membres de mon jury, Pr Nicolas DAUCHEZ qui a présidé ce jury, Dr Guilhem MICHON et Pr Morvan OUISSE pour avoir accepté d'être les rapporteurs de cette thèse et relu à plusieurs reprises ce travail, et Dr Lucie ROULEAU pour avoir examiné ces travaux.

Merci aux différents directeurs du LAUM, M Pierrick LOTTON et M Olivier DAZEL, ainsi que le directeur du CEVAA, M Tarik AIT-YOUNES, pour leur gentillesse et leur disponibilité.

Je souhaite également remercier M. Arnaud DUVAL et la compagnie Trève pour m'avoir accueillie le temps de quelques essais, M. Laurent MOUGNARD et la société Howa-Tramico pour nous avoir fourni dès que nous en avons besoin des échantillons de mousse pour mener à bien ces travaux. Je remercie l'école doctorale représenté par MM. Manuel MELON et Jean-Hugh

THOMAS ainsi que le pôle doctoral de l'Université du Mans.

J'ai eu la chance d'effectuer durant mes études jusqu'au doctorat de côtoyer chaque jour l'ensemble des membres du laboratoire. Un grand merci à l'ensemble des doctorants, postdoctorants, maîtres de conférences et professeurs pour m'avoir donné les outils et la passion de l'acoustique et fourni les clefs de mon avenir. Merci aux personnels du service administratif : Paola, Sandrine, Anne-Marie et Élisabeth. Merci à Erwan METTAYER, Jean-Baptiste, Erwan LEROUX, Guillaume, Thibault ABILY, Jules, Paul, Antoine, Gautier, Théo CAVALIERI, Thomas, Jean, Théo THREARD, Matthieu GABORIT, Matthieu MALLEJAC, avec qui j'ai évolué pendant ces quatre ans et qui sont devenus bien plus que des collègues. Merci à l'ensemble des membres (anciens et nouveaux) de Ramdam, Thibault DEVAUX, Thibault WASSERAUX, Élie CHERON, Florian, Guilhem, Élie, Nicolas, Nina, Constance, Lénaig, Elliot, Raphaël, Valentin, Gaëlle et Aroune. Merci pour ces merveilleuses soirées, ces moments d'échanges qui ont ponctué mes venues au Mans. J'en oublie certainement beaucoup, mais ces huit années passées au Mans m'ont fait grandir. Le Mans est devenu une deuxième maison pour moi. Pour tout cela avec vous, merci.

J'ai passé une grande partie de mon temps au sein de l'entreprise CEVAA du Groupe 6Napse, que j'ai intégrée aujourd'hui. J'ai ainsi eu la chance de revenir dans ma région natale pour effectuer mes recherches de thèse. L'environnement, dans lequel j'ai évolué, m'a appris le monde du travail, le tout dans une agréable ambiance de groupe. Je remercie énormément Nicolas METOT qui a été le premier à m'accueillir, rayonnant par sa bonne humeur et son adorable gentillesse. Merci à Nicolas CHEVALLIER dit Petit Bonhomme, Xavier dit coach METTELLE, Martin dit José, Ludovic dit Michel, Baptiste dit Biloute, Philippe dit Philou (la team Gilou et Philou restera la meilleure), Mohamed dit le Grand Maître, Fabien PAINÉAU dit Papy, Fabien GAMAND, Alexandre dit Pépito, Benjamin DALLET dit Pioupiou, Tanguy, Benjamin ROUSSEAU dit Benjam, Paul, Ronnie, Augustin, Nicolas LIMARE, Quentin, Fabrice, Dorothée, Julie, Fanny, François DUVERGER et François BOUVRY. Merci Marjolaine d'avoir été là pour toutes nos balades à Rouen et nos soirées. Et enfin Marion en qui j'ai trouvé bien plus qu'une simple collègue. Cette grande amie m'a toujours apportée son soutien, son écoute; elle m'a continuellement rassurée et encouragée. Merci mille fois d'avoir été là pour moi. Encore une fois, j'oublie certainement quelques personnes mais, si j'ai accepté de rester travailler à vos côtés, c'est que je suis heureuse et fière de vous avoir comme collègues et amis.

Pendant ces quatre ans, mes amis ont toujours été là pour moi et j'aimerais leur dire un grand merci pour tous ces moments de rigolade et de détente qui m'ont permis de tenir jusqu'au bout. Merci à Bertille, Justin, Jane, Alexis, Nina, Thomas, Saïd, Ewen, Matteo, Hugo, Nathalie, Thibault et Vivien, ces amis que j'ai rencontrés au Mans, qui ont fait leurs études avec moi et

que je n'ai jamais quittés.

Un grand merci aussi à Sébastien pour son soutien et ces conseils avisés pendant toutes ses années.

Merci Lucile et Charlotte, mes inséparables. Vous avez toujours été là depuis le lycée et vous êtes encore là après plus de dix ans. Je sais que je peux toujours compter sur vous deux. Beaucoup d'années ont passé, mais tu es toujours là; tu m'as dit que j'irais loin, mais je n'y croyais pas. Merci ma Colombe de ta présence et ton soutien.

Je pense que je ne serais jamais partie étudier l'acoustique au Mans, si je n'avais pas cherché à comprendre le fonctionnement de l'acouphène de mon père. C'est grâce à cela que je me suis posé les bonnes questions à la fin de mon baccalauréat. Mes parents m'ont toujours soutenue et encouragée à persévérer dans cette voie. Pour cela, je voudrais vous remercier infiniment d'avoir été là à mes côtés, de m'avoir conseillée et guidée dans mes choix, à chaque instant. Je pense que ma mère avait finalement raison le jour où elle m'a dit : « Tu sais ma fille, tu n'es pas plus bête qu'une autre, alors tu peux y arriver ! ». Ça y est, j'ai réussi. J'espère que vous êtes fière de ce que j'ai accompli, grâce à vous.

Merci à mon frère Julian avec qui j'ai toujours pu partager mes idées et qui a toujours eu un œil critique pour améliorer mon travail. Merci, Audrey, de m'avoir soutenue et de m'avoir permis de m'évader à cheval. Je ne sais pas si je pourrai assez te remercier Morane pour avoir toujours été présente à mes côtés et avoir cru en moi. Je t'ai toujours admirée, tu es mon modèle; merci de m'avoir guidée tout au long du chemin.

Enfin, Théo : c'était un pari de débiter nos thèses ensemble et de les achever ensemble. Nous n'avons pas réussi. Ces thèses ont mis à rude épreuve notre vie de couple. Mais, même si le bateau tanguait, même s'il se remplissait d'eau, nous nous sommes soutenus, nous avons tenu la barre pour arriver à bon port. Aujourd'hui, Nous avons réussi : nous sommes tous les deux docteurs. Tu es et tu resteras la personne qui m'a donné confiance et m'a permis d'aller jusqu'au bout. Merci d'être toujours là à mes côtés.

Table des matières

Nomenclature utilisée	xi
Introduction	1
1 État de l'art	5
1.1 Introduction	5
1.2 Sources d'amortissements internes	7
1.2.1 Amortissement hystérétique	8
1.2.2 Matériaux viscoélastiques	10
1.2.3 Matériaux sandwichs	13
1.2.4 Matériaux poroélastiques	17
1.3 Sources d'amortissements externes	18
1.3.1 Amortissement visqueux	19
1.3.2 Amortissement par frottements	20
1.3.3 Amortissement par une fine lame d'air	24
1.3.4 Amortissement lié aux chocs	26
1.4 Techniques expérimentales de caractérisation de l'amortissement vibratoire . . .	29
1.4.1 Méthodes modales	30
1.4.2 Méthodes de caractérisation dynamique d'un matériau amortissant	32

1.4.3	Méthodes d'identification à partir de mesure de champs	34
1.4.4	Méthode de Résolution Inverse (RI), Filtrée Fenêtrée (RIFF), Corrigée (RIC), Bayésienne (RIB)	35
1.5	Conclusion	42
2	Domaine d'utilisation de la méthode de Résolution Inverse Corrigée (RIC) pour la détermination de l'amortissement apparent dépendant de l'espace et de la fréquence	43
2.1	Introduction	43
2.2	Définition des paramètres apparents	45
2.2.1	Expression analytique du module d'élasticité complexe apparent pour le cas linéaire	46
2.2.2	Expression analytique du module d'élasticité complexe apparent pour le cas non-linéaire (frottement)	48
2.3	Modèle utilisé pour l'obtention d'un champ de déplacement en vue de la simulation de la méthode RIC	51
2.3.1	Modèle d'une structure académique : poutre bi-appuyée	51
2.3.2	Utilisation de la méthode de résolution modale pour des éléments linéaires (Kelvin-Voigt, amortisseur seul ou ressort seul)	52
2.3.3	Utilisation de la méthode de résolution modale pour des éléments non-linéaires (frottement)	58
2.4	Identification de différents éléments répartis avec la méthode RIC	61
2.4.1	Identification des propriétés en fonction de la fréquence	62
2.4.2	Identification des propriétés en fonction de l'espace	64
2.4.3	Amortisseurs visqueux répartis sur toute la zone d'identification	65

2.4.4	Amortisseurs visqueux répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification	67
2.4.5	Amortisseurs visqueux répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification, ainsi qu'un amortisseur plus dissipatif en dehors de la zone d'identification	70
2.4.6	Ressorts répartis sur l'ensemble de la poutre	72
2.4.7	Ressorts répartis dans une zone inférieure à la zone d'identification	74
2.4.8	Ressorts et amortisseurs visqueux répartis sur toute la longueur de la poutre	76
2.4.9	Ressorts et amortisseurs visqueux répartis dans une région inférieure à la zone d'identification	78
2.4.10	Frotteurs répartis sur toute la zone d'identification	79
2.4.11	Frotteurs répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification	83
2.5	Conclusion	85
3	Caractérisation d'un système mousse-plaque selon différentes interfaces	87
3.1	Introduction	87
3.2	Fabrication de la mousse d'habillage	88
3.3	Montage expérimental	89
3.4	Amélioration de la méthode de Résolution Inverse Corrigée, Fenêtrée et Filtrée (RICFF)	92
3.5	Détermination des propriétés apparentes obtenues au vibromètre laser	96
3.5.1	Validation de la méthodologie pour la caractérisation de l'amortissement .	97
3.5.2	Changement de contact à l'interface mousse-plaque pour une mousse de 11 mm imprégnée	102

TABLE DES MATIÈRES

3.5.3	Variation de l'épaisseur pour la mousse imprégnée	107
3.5.4	Effet de l'imprégnation de la mousse pour une épaisseur de 11 mm	110
3.6	Origine des phénomènes d'amortissement selon l'interface mousse-plaque	113
3.6.1	Comparaisons entre les essais et les modèles	113
3.6.2	Mesures à la caméra rapide	116
3.7	Cartographie de l'amortissement à l'aide de la méthode RICFF	118
3.8	Conclusion	121
Conclusion		123
Bibliographie		v
A Caractérisation de la mousse d'habillage		xiii
B Changement de contact à l'interface mousse-plaque pour une mousse de 8 mm		xv

Nomenclature utilisée

Les tableaux suivant résument les notations utilisées dans ce manuscrit. Certaines variables à usage local ne sont pas répertoriées.

Alphabet latin

Variable	Description	Unité
c	Coefficient d'amortissement visqueux	-
\mathbf{C}	Matrice d'amortissement modale	-
D	Rigidité de flexion	N/m
\mathcal{E}_d	Energie dissipée	J
E^*	Module d'élasticité complexe	Pa
E'	Module de stockage	Pa
E''	Module de perte	Pa
F	Force	N
F_N	Effort normal	N
f	Fréquence	Hz
h	Épaisseur	m
I	Moment d'inertie	$kg.m^2$
\Im	Partie imaginaire	-
j	Nombre complexe	-
k_f	Nombre d'onde de flexion	$rad.m^{-1}$
k	Raideur	N/m
\mathbf{K}	Matrice de raideur modale	-
L	Longueur	m
\mathbf{M}	Matrice de masse modale	-
N	Nombre de modes	-
q_n	Coordonnées modales	m
\Re	Partie réelle	-
S	Surface	m^2
U	Déplacement d'une masse	m
w	Déplacement	m

Alphabet grec

Variable	Description	Unité
Δ_x Δ_y	Pas spatial selon x et y	m
η	Facteur de perte	-
ρ	Masse volumique	kg/m ⁻³
μ_f	Coefficient de frottement	-
ω	Pulsation	rad.s ⁻¹
Ω_n	Pulsations propres pour le n ^{ième} mode complexe	rad.s ⁻¹
ϕ	Déformée modale	-
ν	Coefficient de Poisson	-
$\bar{\nu}$	Coefficient correcteur de la méthode RIC	-
μ_f	Coefficient de frottement	-
$\bar{\mu}$	Coefficient correcteur de la méthode RIC	-

Indice et exposant

Symbole	Description
<i>app</i>	Paramètre apparent
<i>ext</i>	Variable associée à l'effort extérieur
<i>ident</i>	Variable associée à la zone d'identification
<i>T</i>	Variable transposée
<i>c</i>	Paramètre de coupure
<i>ij</i>	Variable discrétisée selon l'axe x et y
<i>n</i>	Variable dépendant du nombre de mode <i>N</i>
<i>x</i>	Variable associé à la direction <i>x</i>
<i>y</i>	Variable associé à la direction <i>y</i>
<i>z</i>	Variable associé à la direction <i>z</i>
\cdot	Dérivée temporelle de la variable
$\ddot{\cdot}$	Dérivée seconde temporelle de la variable
*	Variable complexe
'	Partie réel de la variable complexe
"	Partie imaginaire de la variable complexe

Sigles

Sigle	Description
DMA	Dynamical Mechanical Analysis (Analyse Mécanique Dynamique)
IFF	Insonorisant Feuille Fusibles
RI	Résolution Inverse
RIB	Résolution Inverse Bayésienne
RIC	Résolution Inverse Corrigée
RICFF	Résolution Inverse Corrigée Filtrée Fenêtrée
RIFF	Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée
RKU	Ross-Kerwin-Ungar

Introduction générale

Depuis des années, la communauté scientifique alerte les différents acteurs politiques, économiques, ainsi que la population sur le [réchauffement climatique](#) et ses conséquences irréversibles sur l'environnement et nos modes de vies. D'après le [rapport du Groupe d'experts Intergouvernemental sur l'Évolution du Climat \(GIEC\) de 2021](#),

«
L'activité humaine est responsable "sans équivoque" du réchauffement climatique, qui provoque "des changements rapides dans l'atmosphère, les océans, la cryosphère et la biosphère".
»

En France, la convention citoyenne pour le climat, créée en 2019, a soumis différentes propositions pour réduire d'au moins 40 % les émissions de gaz à effet de serre d'ici 2030. C'est pourquoi, l'industrie des transports terrestres, fluviaux et aériens doit prendre en compte de nouvelles exigences économiques et écologiques. De nouveaux critères de construction sont donc établis pour diminuer l'impact écologique des véhicules tout en préservant la compétitivité économique. En particulier, les constructeurs automobiles et équipementiers financent intensément leur secteur Recherche et Développement (R&D) pour rendre plus écologiques les véhicules neufs mis sur le marché.

L'électrification et l'hybridation du parc automobile ont considérablement changé la conception des voitures. D'ores et déjà, ces nouveaux véhicules prennent une part de marché de plus en plus importante en Europe, atteignant 22,4 % en 2020 d'après l'[Association des constructeurs européens \(ACEA\)](#). Ils consomment moins de carburant voire n'en consomment plus et donc rejettent moins de CO₂. En France, la production d'énergie électrique est principalement fournie par l'énergie nucléaire, ainsi les émissions de CO₂ liées au rechargement des voitures électriques restent limitées.

Que ce soit pour les voitures électriques ou thermiques, le poids des véhicules a un impact fort sur leur consommation. Le poids de la chaîne de traction électrique (moteur, boîte de vitesse, batterie) est d'ailleurs plus important que celui de la chaîne de traction thermique. Par ailleurs, les véhicules sont de plus en plus imposants, tels les [SUV](#) qui représentent une part importante du marché automobile français ($\simeq 40\%$ en 2021). Pour limiter l'alourdissement du parc automobile,

de nouvelles lois sont mises en place en France. Dans un tweet du 15 octobre 2020, Madame Barbara Pompili, Ministre de la Transition écologique déclarait :

«

L'alourdissement du parc automobile, c'est + de matériaux et d'énergie consommés, + de pollution, - d'espace public disponible. Le malus au poids que nous instaurons est un signal fort et nécessaire pour mieux prendre en compte l'empreinte écologique des véhicules les plus lourds.

»

Pour sensibiliser les consommateurs à l'achat d'un véhicule individuel avec une empreinte écologique faible, un malus à l'achat d'un **véhicule lourd neuf** est entré en vigueur au 1^{er} janvier 2022, avec la "taxe sur la masse en ordre de marche". Dans ce contexte, un des enjeux pour les constructeurs et les équipementiers automobiles est l'allègement des véhicules. Afin de pouvoir réduire le poids des voitures, il est nécessaire de se pencher sur leur composition même. L'une des pistes envisagées est la limitation de l'utilisation des traitements amortissants pour la réduction des vibrations de la structure. En effet, ils alourdissent considérablement le poids des véhicules ($\simeq 3 \text{ kg/m}^2$) et limitent leur recyclabilité. En effet, ce sont généralement des matériaux polluants qui sont issus de processus chimiques et réticulés sur la structure automobile. Il est donc impossible de les réutiliser par la suite.

L'une des solutions possible serait de remplacer les traitements lourds, qui amortissent les vibrations, par des traitements absorbants déjà existants dans les véhicules et dont la fonction est aujourd'hui exclusivement pensée pour le confort acoustique. Les mousses d'habillage, déjà présentes pour le confort sonore de l'habitacle, pourraient avoir un deuxième effet anti-vibratoire en remplacement des traitements lourds. À la différence des traitements amortissants lourds, ces mousses d'habillage ne sont pas forcément adhésivées ou réticulées sur la structure. Cela permettrait aussi une meilleure recyclabilité du véhicule et la réutilisation des différents éléments le constituant.

Dans ce cadre industriel, le CEVAA souhaite accompagner ses clients et partenaires dans le développement de solutions légères d'amortissement basées sur les mousses d'habillage. La première étape est de pouvoir les caractériser en l'état, quelques soient leurs conditions d'assemblage, qu'elles soient préchargées ou non, recouvertes d'un habillage tissé ou non tissé. Pour cela, le CEVAA doit disposer d'une méthode de caractérisation adaptée à l'étude de panneaux automobiles traités acoustiquement par ces mousses d'habillage. L'objectif est de déterminer un indicateur simple de leur performance, qui englobe l'ensemble des mécanismes d'amortissement en vue d'optimiser leur utilisation.

En phase avec ce projet industriel, les objectifs de la thèse sont dans un premier temps la mise en place de cet indicateur simple des performances des mousses d'habillage, via un paramètre d'amortissement apparent, quels que soient les phénomènes physiques mis en jeu dans la dissipation d'énergie vibratoire. Pour cela, ce paramètre apparent doit être clairement défini et validé par comparaison avec des métriques, plus complexes, utilisées en dynamique des structures. Il doit aussi être facilement maîtrisable dans les outils de conception des véhicules. Son étude permettra d'observer les signatures d'amortissement typiques des différents systèmes étudiés. Dans un second temps, la thèse doit également répondre à l'objectif industriel de disposer d'une méthode de caractérisation d'un panneau automobile amorti par une mousse d'habillage. Ainsi, un protocole de mesure adapté à ces structures légères doit être développé pour identifier correctement l'amortissement apparent. Une réflexion doit être menée pour construire un banc de mesure dont l'impact sera négligeable sur l'amortissement apporté à la structure étudiée, afin de quantifier réellement l'apport des mousses d'habillage. Le développement se fera sur une structure représentative et simplifiée d'un composant automobile, illustré dans la figure 1.

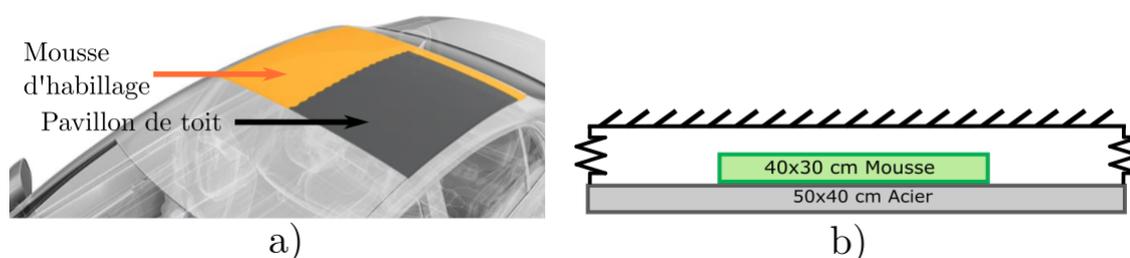


FIGURE 1 – Illustrations du type de configuration étudiée : d'un panneau de toit de voiture avec une mousse d'habillage a), système simplifié d'une mousse placée au-dessus d'une plaque en acier suspendue b).

La structure du document est divisée en trois parties. Le premier chapitre présente l'état de l'art des différentes sources d'amortissement, catégorisées en deux domaines : l'amortissement externe et l'amortissement interne. Ces divers mécanismes sont ensuite associés à des modèles précis, tels que l'amortissement visqueux ou hystérétique, les modèles rhéologiques et les modèles d'amortissements liés aux frottements et aux chocs. Enfin, différentes techniques de quantification de l'amortissement sont présentées et deux groupes sont distingués : les méthodes modales et les méthodes de champs.

Dans le chapitre suivant, différents mécanismes d'amortissements (amortissement visqueux, frotteurs ...) sont étudiés à travers la dépendance en espace et en fréquence d'un facteur de perte apparent, défini pour mettre en avant l'ensemble des mécanismes dissipant de l'énergie à l'interface entre deux matériaux. Dans un premier temps, une définition du paramètre apparent est donnée à l'aide d'un modèle analytique. Dans un second temps, des calculs numériques sur base

modal sont effectués sur une poutre bi-appuyée constituée de plusieurs éléments amortissants. Les champs de déplacement de la poutre sont calculés par deux méthodes de résolution : la méthode de superposition modale et la méthode d'interpolation de proche en proche, aussi appelée méthode de force constante par morceau. Les simulations sont faites pour différents éléments (amortisseurs visqueux, ressorts, frotteurs), répartis sur de multiples zones de la poutre, afin d'identifier l'amortissement dans le domaine fréquentiel et dans l'espace.

Le dernier chapitre présente une caractérisation expérimentale de l'amortissement d'un système composé d'une mousse d'habillage avec une plaque en acier pour de multiples interfaces de contact. Tout d'abord, la fabrication de la mousse utilisée est décrite pour comprendre comment les procédés chimiques mis en jeu peuvent amener au comportement mécanique observé. Ensuite, différents montages expérimentaux, utilisant notamment un vibromètre laser à balayage, sont présentés pour caractériser la dissipation d'énergie de la structure. Une amélioration de la méthode de résolution inverse pour la quantification des propriétés de la structure est aussi proposée. Une validation de l'ensemble de la méthodologie pour la caractérisation de l'énergie dissipée dans le système étudié est faite. Les résultats pour différentes interfaces de contact, épaisseurs et imprégnations de la mousse sont illustrés. Des études numériques, ainsi que des mesures complémentaires obtenues à l'aide d'une caméra rapide, sont effectuées dans le but d'expliquer l'origine des mécanismes d'amortissement observés lors des essais de vibrométrie selon les interfaces étudiées. Enfin, la méthode de résolution inverse est appliquée pour cartographier les propriétés de la structure du système étudié. Une synthèse des observations et des analyses est menée pour apporter une réponse sur la problématique énoncée.

Cette thèse, soutenue par un financement CIFRE (Convention Industrielle de Formation par la Recherche), est réalisée en partenariat avec le Laboratoire d'Acoustique de l'Université du Mans (LAUM) et le CEVAA, centre d'essai et simulation spécialisé en vibroacoustique et fiabilité implanté à Saint-Étienne-du-Rouvray (76).

Chapitre 1

État de l'art

1.1 Introduction

Les vibrations nous accompagnent au quotidien : dans les transports (terrestres, aériens, fluviaux), les bâtiments (logements, bureaux) et même lors d'une pause (machine à café). La réduction des vibrations est ainsi étudiée depuis longtemps afin de diminuer les efforts importants, comme lors d'un séisme [1, 2], ou les gênes sonores provoquées par des vibrations parasites [3-6] tels les bruits de route [7-9]. Les vibrations parasites fragilisent partiellement ou totalement une structure, allant même jusqu'à provoquer sa destruction. Pour réduire, voire même supprimer ces vibrations, des recherches approfondies sur les origines des phénomènes d'amortissements permettent la caractérisation et la modélisation des différentes sources de dissipation d'énergie. Généralement, ces vibrations sont étudiées sur l'ensemble d'une structure, cependant, aux changements d'interfaces, leur transmission est plus ou moins facilitée selon le type de liaisons entre les différents éléments.

Dans un système « conservatif », c'est-à-dire sans pertes, l'énergie mécanique d'une structure correspond à la somme des énergies potentielle et cinétique. Cependant, ce type de système est rarement rencontré puisque généralement une ou plusieurs forces dissipatives sont présentes. En effet, si une structure vibre de manière continue sans aucune énergie dissipative, alors sa vibration serait entretenue pendant une durée infinie. Par exemple, un ballon roulant sur une structure parfaitement lisse ne serait jamais ralenti, car aucune force de dissipation n'est prise en compte. Ces forces symbolisent les différents mécanismes de perte d'énergie dans le système et sont ainsi soustraites aux énergies potentielle et cinétique.

Une structure est généralement composée de plusieurs matériaux, possédant des capacités d'amortissement différentes [10, 11] et donc des facteurs de perte intrinsèques qui leur sont associés. Dans ce type de structure, la dissipation d'énergie provient de différents mécanismes. Par exemple, le contact entre chaque matériau n'est pas forcément continu (c'est-à-dire que les couches de matériaux ne sont pas parfaitement en contact), donc des mécanismes de frottements et chocs entre les matériaux peuvent alors apparaître. Ces phénomènes engendrent une dissipa-

tion non négligeable à l'échelle de l'ensemble de la structure [12, 13]. Enfin, les conditions aux limites sont elles aussi sources d'amortissement pour la structure et sont par exemple exprimées au travers du milieu dans lequel la structure se trouve.

Ce chapitre est divisé en trois sections. Une liste partielle des mécanismes d'amortissement est présentée par le biais de deux catégories : les amortissements dits « internes » et les amortissements dits « externes ». Les modèles associés à chacun de ces phénomènes sont aussi décrits. Enfin, les différentes techniques expérimentales d'identification de l'amortissement d'une structure sont détaillées.

1.2 Sources d'amortissements internes

Tout matériau dissipe de l'énergie, même faiblement lorsqu'il se déforme sous l'effet de contraintes mécaniques, comme dans le cas des métaux présentés sur la figure 1.1. Toutefois, certains alliages de métaux peuvent fortement dissiper l'énergie, tout en ayant une rigidité importante, c'est-à-dire qu'ils se déforment peu. D'autres matériaux comme les plastiques ou les caoutchoucs sont utilisés pour leur grande capacité amortissante.

Dans ces différents cas, la dissipation est intrinsèque aux matériaux. La dissipation est faite à l'échelle microscopique, où des frictions interviennent lorsque la matière se déforme. Ces frictions transforment alors l'énergie mécanique en énergie thermique. La capacité de dissipation d'un matériau est entièrement dépendante de sa structure moléculaire. Par conséquent, certains matériaux dissipent plus d'énergie que d'autres, selon la capacité qu'ont leurs molécules à vibrer.

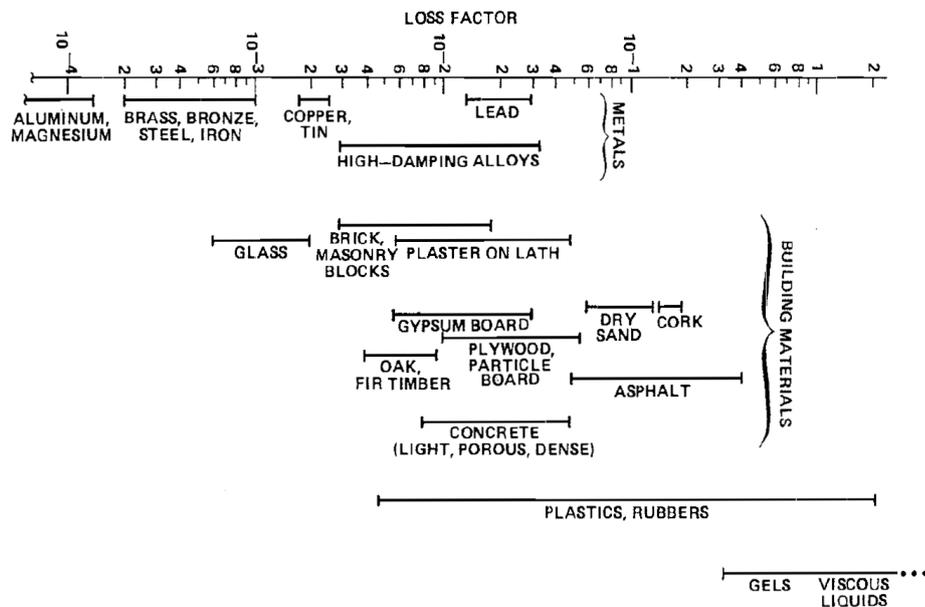


FIGURE 1.1 – Facteur de perte associé à différents types de matériaux avec de faibles contraintes, pour une température autour de 20°C d'après [3].

Pour décrire au mieux les amortissements internes, un modèle hystérétique est présenté. Les matériaux viscoélastiques, sandwichs et poroélastiques, s'appuyant sur le même principe que ce modèle, sont détaillés.

1.2.1 Amortissement hystérétique

Ce modèle prend son origine dans les boucles d'hystérésis, comme illustré sur la figure 1.2, observées lors d'essais de traction-compression d'un échantillon. Il permet de modéliser la dissipation à l'échelle d'un seul matériau, tandis que d'autres modèles expriment cette dissipation au travers d'un matériau équivalent.

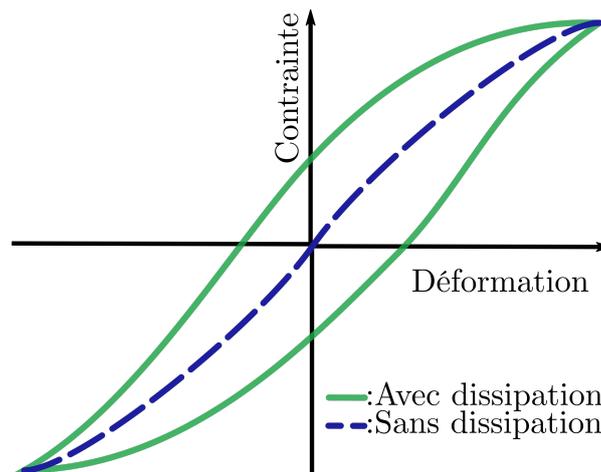


FIGURE 1.2 – Contrainte en fonction de la déformation lors d'un essai de traction-compression avec (courbe pleine verte) et sans (courbe tirets bleus) dissipation.

Lors d'un essai de traction-compression, la contrainte dans l'échantillon est tracée en fonction de la déformation. Si l'échantillon n'est pas amorti, la contrainte de déformation ne forme pas de boucles d'hystérésis, comme représentée par la courbe en tirets bleus sur la figure 1.2. Sinon, lorsque l'échantillon est fortement amorti, la déformation de celui-ci ne suit pas le même chemin lorsque la contrainte est appliquée et lorsqu'elle est relâchée, comme illustré par la courbe verte sur la figure 1.2. Un retard est donc observé : c'est pour cela qu'une boucle d'hystérésis apparaît. Plus l'aire à l'intérieur de la boucle est grande, plus l'énergie dissipée est importante. À partir de ces boucles d'hystérésis, il est possible de déterminer l'énergie dissipée dans un matériau par cycle de déformation/relaxation. Salençon[14] introduit la relation de contrainte et de déformation pour plusieurs lois, dont notamment celle de la viscoélasticité. Il introduit alors cette relation dans le domaine dual via la transformée de Laplace, ce qui revient in fine à présenter la notion de module d'élasticité complexe dans le domaine fréquentiel. Ainsi la relation contrainte/déformation en fonction de la fréquence, correspondant à la loi de Hooke généralisée, s'écrit,

$$\sigma^*(\omega) = E^*(\omega) \times \varepsilon^*(\omega), \quad (1.1)$$

où σ^* et ε^* représentent respectivement la contrainte et la déformation complexe, introduisant

le terme de module d'élasticité complexe,

$$E^* = E' + jE'' \tag{1.2}$$

où E' représente le module de stockage associé à l'énergie de déformation, E'' le module de perte associé à l'énergie dissipée et $j = \sqrt{-1}$ représente le nombre imaginaire. Le module d'élasticité complexe est généralement écrit sous la forme,

$$E^* = E'(1 + j\eta), \tag{1.3}$$

avec $\eta = \frac{E''}{E'}$ correspondant au facteur de perte. Dans le cas d'un système à 1 degré de liberté, comme représentée sur la figure 1.3, le modèle d'amortissement hystérétique est décrit par une raideur complexe k^* .

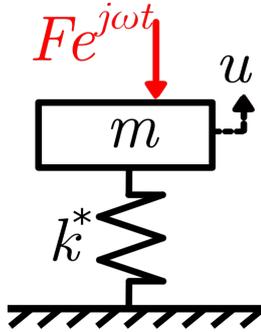


FIGURE 1.3 – Schéma d'un système à 1 degré de liberté avec un amortissement hystérétique (raideur complexe k^*), une masse m , l'amplitude complexe du déplacement U de celle-ci et une force harmonique d'amplitude complexe F .

L'équation du mouvement du système représenté sur la figure 1.3, liée au caractère complexe de la raideur, s'écrit en régime harmonique,

$$m\omega^2 U + k^* U = F, \tag{1.4}$$

avec U l'amplitude complexe du déplacement de la masse m , \ddot{U} l'amplitude complexe de l'accélération, $k^* = k'(1 + j\eta)$ se rapportant à la raideur complexe, ω la pulsation de l'excitation. Il est possible de décrire l'énergie dissipée, liée au modèle d'amortissement hystérétique. Celle-ci correspond au travail de la force dissipative sur un cycle,

$$\mathcal{E}_d = \int_{cycle} F_d dx. \tag{1.5}$$

Sachant que la vitesse s'écrit $\dot{U} = j\omega U$ et $U = U_0 e^{j\phi}$, avec U_0 l'amplitude de déplacement et ϕ la phase, alors l'énergie dissipée par cycle s'écrit,

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_d &= \int_0^{2\pi/\omega} (k'(1 + j\eta)U)j\omega U dt, \\ &= \pi k' \eta U_0^2. \end{aligned} \tag{1.6}$$

Dans cette définition, l'énergie dissipée est indépendante de la fréquence. Cependant, ce n'est pas le cas pour l'ensemble des matériaux, comme les matériaux viscoélastiques.

1.2.2 Matériaux viscoélastiques

Les matériaux viscoélastiques ont une capacité naturelle d'amortissement [15]. Effectivement, lorsque ces matériaux se déforment, un échauffement de la matière plus important que pour d'autres matériaux est perçu. Comme leur nom l'indique, les matériaux viscoélastiques sont à la fois visqueux et élastiques. Par leurs propriétés visqueuses, ces matériaux ont une forte dépendance à la température et à la fréquence de sollicitation : lorsque l'une d'elles varie, cela modifie à la fois le module de stockage E' relié à la rigidité, et surtout le facteur de perte η , correspondant à la capacité à dissiper l'énergie,

$$E^*(\omega, T) = E'(\omega, T)(1 + j\eta(\omega, T)). \tag{1.7}$$

L'équation 1.7 indique que pour une température T donnée, le module de stockage et la capacité à dissiper l'énergie d'un matériau viscoélastique varient en fonction de la fréquence et inversement, pour une fréquence fixe et lorsque la température varie [16-18]. La figure 1.4 illustre la variation de ces propriétés pour ce type de matériau.

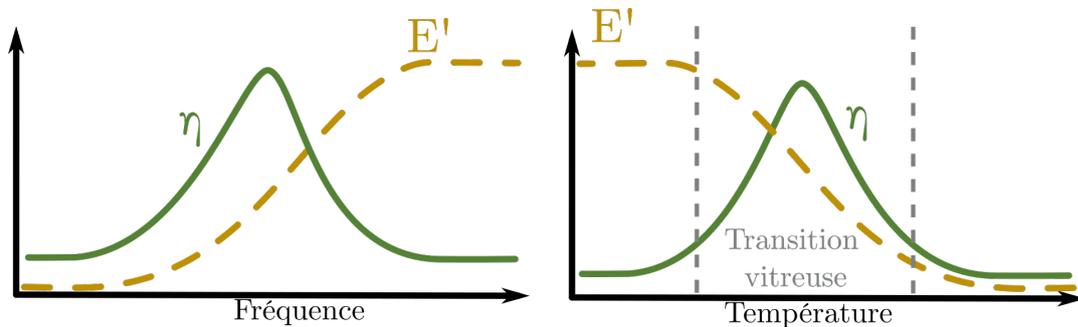


FIGURE 1.4 – Variation du facteur de perte et du module de stockage en fonction de la fréquence (pour une température donnée) et de la température (pour une fréquence précise).

Pour une fréquence fixe et une variation de température, le module de stockage et le facteur de perte changent rapidement dans une zone précise appelée transition vitreuse. Ce changement est aussi visible pour une température donnée et une variation en fréquence.

Un exemple de matériau viscoélastique utilisé pour amortir les vibrations dans un véhicule est un matériau bitumineux, appelé Insonorisant Feuille Fusible (IFF) et présenté sur la figure 1.5.



FIGURE 1.5 – Photographie d'un matériau viscoélastique de type Insonorisant Feuille Fusible (IFF).

Une façon de représenter le comportement de ces matériaux repose sur les modèles rhéologiques viscoélastiques (Kelvin-Voigt, Maxwell, Zener, ...) [19-22], qui s'appuient sur des ressorts et des amortisseurs visqueux en parallèle ou en série, afin de décrire les caractéristiques des matériaux viscoélastiques, en particulier l'évolution des modules de stockage et de perte en fonction de la fréquence. Dans la suite, deux modèles sont présentés : le modèle de Zener et le modèle Golla-Hugues-McTavish.

Modèle de Zener

Le modèle le plus couramment utilisé pour décrire les matériaux viscoélastiques est le modèle solide viscoélastique standard décrit sur la figure 1.6.

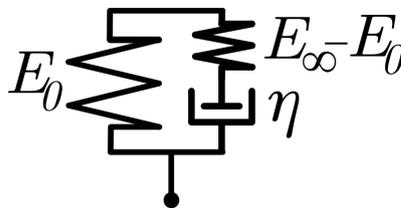


FIGURE 1.6 – Modèle solide viscoélastique standard.

Ce modèle est associé au modèle de Zener où trois paramètres doivent être déterminés pour décrire de manière dynamique le comportement d'un matériau viscoélastique. Le module d'élas-

ticité complexe s'écrit,

$$E^*(\omega) = \frac{E_0 + E_\infty j\omega\tau}{1 + j\omega\tau}, \quad (1.8)$$

avec E_0 le module relaxé, soit lorsque la pulsation $\omega \rightarrow 0$, E_∞ le module non-relaxé lorsque $\omega \rightarrow \infty$, et $\tau = \frac{\eta}{E_\infty - E_0}$ le temps de relaxation.

Ce modèle simple permet une première représentation du module de stockage et du facteur de perte. Lors d'une variation forte des propriétés du matériau, un modèle rhéologique plus complexe est nécessaire pour une meilleure modélisation du système. Ce modèle sera utilisé dans le chapitre 3 pour comprendre les résultats obtenus.

Modèle Golla-Hugues-McTavish

Un autre modèle dérivé du modèle précédent est présenté, le modèle de Golla-Hugues-McTavish (GHM) [23], où la partie ressort ($E_\infty - E_0$) et amortisseur visqueux η sont remplacées par N oscillateurs amortis en parallèle avec un ressort.

Le module d'élasticité complexe s'écrit alors,

$$E^*(\omega) = E_0 \left(1 + \sum_{n=1}^N \alpha_n \frac{2j\xi_n \omega_n \omega - \omega^2}{2j\xi_n \omega_n \omega + \omega_n^2 - \omega^2} \right), \quad (1.9)$$

Les paramètres α_n , ξ_n et ω_n correspondent respectivement à un rapport des raideurs, le taux d'amortissement et la pulsation du $n^{\text{ème}}$ oscillateur amorti. Plus le nombre d'oscillateurs est important, plus il y a de variation en fréquence du module d'élasticité complexe.

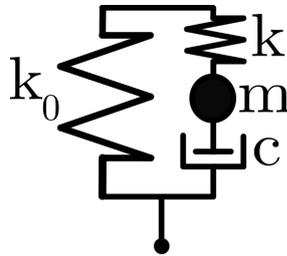


FIGURE 1.7 – Modèle de Golla-Hugues-McTavish, dans le cas d'un seul oscillateur amorti.

Lorsqu'un seul oscillateur est considéré, les paramètres suivants sont utilisés,

$$\begin{cases} \alpha = \frac{k}{k_0}, \\ \omega = \sqrt{\frac{k}{m}}, \\ \xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}}. \end{cases} \quad (1.10)$$

où c représente le coefficient d'amortissement de l'oscillateur et k_0 la raideur associée à E_0 . Ce modèle plus complexe que celui de Zener permet de prendre en compte la masse du traitement amortissant utilisé.

1.2.3 Matériaux sandwichs

Les matériaux sandwichs [24, 25], qui sont un cas particulier de matériaux composites, sont constitués de plusieurs couches de matériaux différents et la couche supérieure doit obligatoirement être une couche de contrainte, comme illustré sur la figure 1.8. Chaque couche possède un amortissement associé. La structure de ces matériaux composites est souvent complexe et ordonnée. Par exemple, des couches en «nids d'abeilles» peuvent être employées afin d'optimiser la masse et les caractéristiques mécaniques du matériau sandwich. Ces matériaux sont souvent utilisés pour alléger les structures, tout en augmentant leur rigidité.

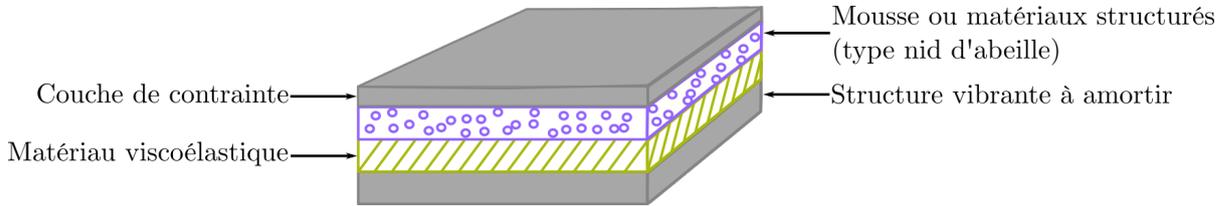


FIGURE 1.8 – Schéma d'un matériau sandwich avec quatre couches.

Dans ce type de matériau, les couches sont maintenues en contact par un procédé chimique ou mécanique afin d'obtenir un matériau unique.

Équations Ross-Kerwin-Ungar (RKU)

Cas des poutres

Le modèle RKU décrit le comportement d'un matériau tricouche, étudié par Ross, Kerwin et Ungar (RKU) [26]. La couche supérieure H_3 s'oppose à la déformation de la couche viscoélastique en extension, ce qui favorise le cisaillement de celle-ci et engendre une dissipation importante,

comme présentée sur la figure 1.9.

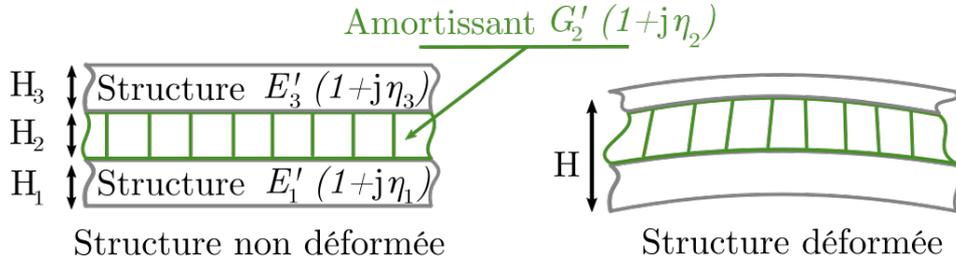


FIGURE 1.9 – Schéma d'un traitement amortissant contraint ou « constrained layer ».

Au total, dix propriétés matériaux sont considérées dans ce modèle ; les modules de stockage d'élasticité $E'_{1,2,3}$ et de cisaillement $G'_{1,2,3}$, les facteurs de perte $\eta_{1,2,3}$ et le paramètre de cisaillement g . Les indices 1, 2 et 3 représentent les propriétés de la couche 1 (la structure vibrante à amortir), 2 (le traitement amortissant) et 3 (la couche de contrainte). Dans le cas du facteur de perte η_2 correspondant à la propriété du traitement amortissant, ce facteur prend en compte l'amortissement en cisaillement à l'aide du paramètre de cisaillement g s'écrivant,

$$g = \frac{G'_2}{E'_3 H_3 H_2 k^2}, \quad (1.11)$$

avec G'_2 le module de stockage du cisaillement et H_2 l'épaisseur du traitement amortissant, H_3 celle de la couche de contrainte, et k le nombre d'onde. L'amortissement global peut être déterminé si les liaisons entre chaque couches sont continues, sans glissement possible aux interfaces.

Les équations RKU [10, 11] peuvent être réduites à un matériau bicouche, par exemple un acier recouverts d'un traitement amortissant viscoélastique, comme présenté sur la figure 1.10.

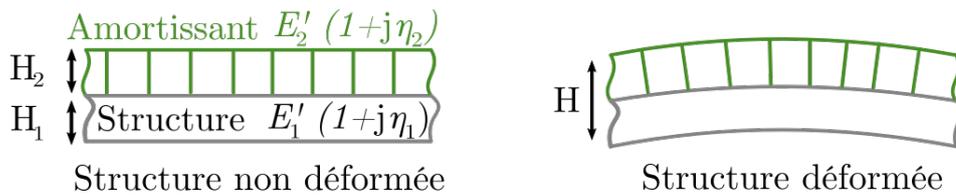


FIGURE 1.10 – Schéma d'un traitement amortissant non contraint ou « free layer ».

Les équations RKU mettent en avant l'effet viscoélastique des traitements dissipatifs, qui est à l'origine de l'amortissement global des structures bicouches. Cet effet dissipatif est lié à la déformation du revêtement qui « suit » le mouvement de la structure porteuse. Ainsi, il est possible de déterminer le module de stockage et le facteur de perte associés au matériau amortissant, à partir des propriétés globales de la structure ou, inversement, de déterminer le module et le facteur de perte composite, à partir des caractéristiques du traitement amortissant.

Plusieurs hypothèses sont mises en avant dans ces équations. D'abord, seul l'effort de flexion est considéré, dans ce cas la dissipation due aux efforts de cisaillement ou de torsion est négligée. Ensuite, le contact entre le traitement amortissant et la structure porteuse est considéré rigide sans glissement sur toute la zone de contact. Enfin, en considérant que la structure porteuse possède un facteur de perte négligeable, la relation entre les propriétés d'un matériau bicouche composé d'une poutre et d'un traitement amortissant s'écrit [10],

$$\frac{E'I}{E'_1 I_1} (1 + j\eta) = 1 + eh^3(1 + j\eta_2) + 3(1 + h)^2 \left[\frac{eh(1 + j\eta_2)}{1 + eh(1 + j\eta_2)} \right], \quad (1.12)$$

avec I et I_1 les moments d'inertie associés respectivement à l'ensemble de la structure et à la poutre porteuse, ainsi que E' le module de stockage de l'ensemble de la structure, E'_1 celui de la poutre à amortir et η le facteur de perte de l'ensemble de la structure, η_2 celui du traitement amortissant, $e = \frac{E'_2}{E'_1}$ le rapport des modules des deux matériaux, et $h = \frac{H_2}{H_1}$ le rapport des épaisseurs de chaque couche. Sachant que le module de stockage est associé à la partie réelle et le facteur de perte est le rapport de la partie imaginaire sur la partie réelle, l'équation 1.12 peut être réécrite sous la forme de deux équations,

$$\frac{E'I}{E'_1 I_1} = \frac{1 + 4eh + 6eh^2 + 4eh^3 + e^2h^4}{1 + eh}, \quad (1.13)$$

$$\frac{\eta}{\eta_2} = \frac{eh(3 + 6h + 4h^2 + 2eh^3 + e^2h^4)}{(1 + eh)(1 + 4eh + 6eh^2 + 4eh^3 + e^2h^4)}. \quad (1.14)$$

Grâce aux équations 1.13 et 1.14, le module de stockage et le facteur de perte sont déterminés pour une poutre recouverte par un traitement amortissant. Ici, les équations RKU décrivent une forte dépendance du rapport d'épaisseur entre la couche à amortir et le traitement amortissant lors de la définition du module de stockage, ainsi que du facteur de perte de l'ensemble du système. Cela signifie que pour une couche à amortir d'épaisseur constante, il est possible d'apporter plus ou moins d'amortissement selon l'épaisseur du traitement amortissant utilisé. L'énergie de dissipation dominante dans ce modèle est associée à l'extension et à la compression du traitement amortissant à l'aide de la déformation en flexion de la structure, qui est aussi liée à la distance entre les lignes neutres du traitement amortissant et de la structure vibrante.

Cas des plaques

De même, il est possible de calculer l'amortissement pour un matériau amortissant collé à une plaque sans couche de contrainte. Lorsque la longueur d'onde de flexion de la plaque bicouche (plaque à amortir avec un traitement amortissant) est très grande devant l'épaisseur du traite-

ment amortissant, il est possible de considérer que les ondes se propagent selon la direction de l'épaisseur. Ungar et coll. [11] ont aussi montré l'importance de l'épaisseur des matériaux viscoélastiques dans les matériaux bicouches. Lorsque l'amortissement de la structure vibrante est faible et que l'épaisseur du traitement est plus importante que celle de la structure, l'équation RKU appliquée à une plaque donne le facteur de perte suivant,

$$\frac{\eta}{\eta_2} = \frac{2 \sinh(\eta_2 \psi) - \eta_2 \sin(2\psi)}{2 \sinh(\eta_2 \psi) + \eta_2 \sin(2\psi) + 2\mu\eta_2\psi[\cos(2\psi) + \cosh(\eta_2 \psi)]}, \quad (1.15)$$

où $\mu = \frac{m}{\rho H_2}$ est le rapport de la masse surfacique de la structure vibrante m , sur la masse volumique ρ , multipliée par l'épaisseur H_2 du traitement amortissant et $\psi = k_2 H_2$, où k_2 représente la raideur du traitement définie par,

$$k_2 = \omega \sqrt{\frac{\rho(1 + \nu_2)(1 - 2\nu_2)}{(1 - \nu_2)E'_2}}, \quad (1.16)$$

avec ν_2 et E'_2 le coefficient de Poisson et le module de stockage du traitement amortissant. Dans l'écriture de k_2 , la raideur équivalente est déterminée selon le module de compression du traitement amortissant. Ici, l'épaisseur du traitement est considérée plus importante que celle de la plaque. De ce fait, les sollicitations en cisaillement (et donc l'amortissement lié à celles-ci) sont négligées. Seule la déformation présente dans l'épaisseur du matériau amortissant est considérée, via le module de compression. Dans ce cas, l'amortissement peut être important aux fréquences pour lesquelles des résonances d'ondes stationnaires se produisent dans le matériau.

Dans le cas d'une plaque rectangulaire très rigide liée à des éléments structuraux intermédiaires, l'équation est fortement liée aux modes propres de la structure [10] avec,

$$\eta_{nm} = \frac{\eta_2}{[1 + (A - 2 + \beta_{nm})/B e]}, \quad (1.17)$$

$$\left(1 + \frac{\rho_2 H_2}{\rho_1 H_1}\right) \left(\frac{f'_{nm}}{f_{nm}}\right)^2 = \frac{1 + (A - 2 + B e)}{\beta_{nm}}, \quad (1.18)$$

où,

$$A = \frac{(1 - h^2 e)^3 + (1 + [2h + h^2]e)^3}{(1 + he)^3}, \quad (1.19)$$

$$B = \frac{(2h + 1 + h^2 e)^3 + (1 - h^2 e)^3}{(1 + he)^3}, \quad (1.20)$$

$$\beta_{nm} = \frac{2\omega_{nm}^4}{L^4 C} \iint_S \phi_{nm}^2 dx dy, \quad (1.21)$$

$$C = \iint_D \left[\left(\frac{\partial^2 \phi_{nm}}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 \phi_{nm}}{\partial y^2} \right)^2 + 2\nu \left(\frac{\partial^2 \phi_{nm}}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 \phi_{nm}}{\partial y^2} \right) \right] dx dy, \quad (1.22)$$

avec ρ_1 et ρ_2 les masses volumiques de la structure vibrante et du traitement amortissant, ω_{nm} et ϕ_{nm} correspondant aux pulsations et aux déformées propres d'indice n et m selon les deux directions x et y ; L la longueur de la structure et ν le coefficient de Poisson de la structure vibrante. S et D représentent respectivement l'aire de la structure et l'aire occupée par le traitement amortissant. Pour déterminer le module de stockage et le facteur de perte, il est nécessaire d'utiliser les modes propres associés aux conditions limites de la structure étudiée.

1.2.4 Matériaux poroélastiques

Dans le cas de cette thèse le traitement amortissant étudié est une mousse d'habillage. Les matériaux poroélastiques sont constitués de cavités ou de pores, possédant une partie fluide, généralement de l'air, et une partie solide. Ces matériaux sont utilisés à la fois pour l'isolation phonique, comme les laines de verre ou de roche, mais peuvent aussi être exploités pour leur capacité amortissante, grâce à leurs propriétés viscoélastiques [27-29]. La figure 1.11 présente les photographies de matériaux poreux avec des caractéristiques de raideur et d'amortissement différentes.

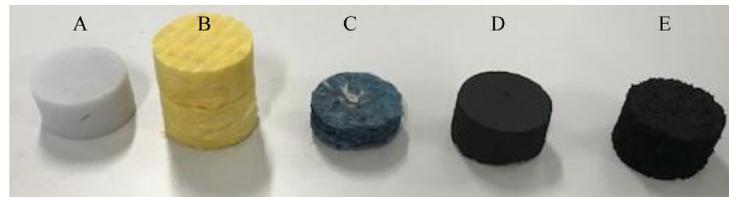


FIGURE 1.11 – Photographies de différents matériaux poreux : mousse réticulée **A**, laine de verre **B**, feutre poreux **C**, mousse polyuréthane à cellules fermées **D**, caoutchouc poreux reconstitué **E** [30].

Les pores peuvent être difficiles à distinguer à l'échelle macroscopique. Cependant, à l'échelle

microscopique, il est possible d'identifier les parties solide et fluide du matériau, certains échantillons pouvant être constitués de cellules fermées.

Enfin, les matériaux poroélastiques peuvent avoir des pores désordonnés, comme ceux qui sont montrés en figure 1.11, ou bien ordonnés, comme les catalyseurs dans les échappements automobiles. Le principal modèle utilisé pour décrire le comportement des matériaux poroélastiques est le modèle de Biot [31], qui prend en compte les dissipations visqueuses et thermiques liées aux interactions fluides-structures, ainsi que l'amortissement structural du squelette des matériaux.

Dans la section 1.2, les sources d'amortissement dites «internes» ont été évoquées et une liste non exhaustive a été dressée, car d'autres mécanismes peuvent être la cause d'amortissement comme des forces électromagnétiques ou autres. Dans la section suivante, les sources d'amortissement dites «externes» sont discutées.

1.3 Sources d'amortissements externes

Les forces de dissipation extérieures à une structure vibrante sont liées à son environnement, par exemple le milieu fluide l'environnant (pertes par rayonnement), ses conditions aux limites ou le système de mesure. Dans le cas d'une structure vibrante industrielle, le milieu environnant est l'air [10, 32]. Cependant, dans le cadre d'essais sur des véhicules marins, le fluide environnant est l'eau : ce qui a un impact important sur l'amortissement de la structure étudiée car un amortissement visqueux à l'interface entre le fluide et la structure doit être pris compte [33]. Dans le cas d'un milieu aqueux, un terme de couplage fluide-structure fort est utilisé, afin de prendre en compte des effets qui étaient alors négligeables pour une structure dans l'air. D'autres fluides peuvent aussi intervenir, comme l'huile dans les engrenages, qui amortit une partie des vibrations produites [34].

De plus, Cummings et coll. [35, 36] ont démontré que l'ajout d'un matériau absorbant à proximité d'une structure vibrante augmente l'amortissement apparent de celle-ci. Cette observation s'explique par deux phénomènes : le rayonnement acoustique de la structure [37] et l'oscillation d'une couche d'air entre deux matériaux rigides [38, 39]. Différentes études sur des doubles panneaux tendent à montrer que l'amortissement est davantage lié à la compression d'une couche d'air qu'au rayonnement des panneaux eux-mêmes [40]. Par la suite, ce phénomène d'amortissement lié à une fine lame d'air sera détaillé dans la sous-section 1.3.3.

Les jonctions de maintien (encastremets, fils de suspensions, appuis simples,...) aux limites apportent de l'amortissement via du frottement. Par exemple, si une poutre possède des conditions limites encastree-libre, des microfrottements ont un effet au niveau de l'encastrement. Ainsi, une partie de l'énergie se dissipe via ce frottement. Ce phénomène est particulièrement étudié dans les jonctions boulonnées [41, 42], présenté dans la sous-section 1.3.2.

Ainsi, différentes sources d'amortissements extérieures à la structure peuvent être à l'origine de la dissipation des vibrations. Pour modéliser ces amortissements extérieurs, un modèle d'amortissement visqueux équivalent peut être utilisé. Dans les sections suivantes, quatre types d'amortissements sont mis en avant. Ils concernent les dissipations dues au frottement, à la présence d'une lame d'air, à la présence de choc et au transfert d'énergie.

1.3.1 Amortissement visqueux

Dans un système, lorsque l'effort dissipatif est proportionnel à la vitesse, l'amortissement est considéré comme visqueux [4]. Sur la figure 1.12, cet amortissement est décrit par le coefficient c , qui est souvent couplé avec une raideur k . Ce modèle permet de décrire la dissipation entre une structure solide et un élément fluide.

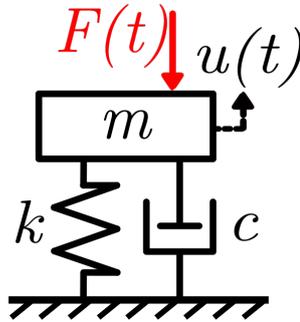


FIGURE 1.12 – Schéma d'un système à 1 degré de liberté, comprenant un ressort de raideur k , un amortisseur visqueux de coefficient c et une masse m , le déplacement $u(t)$ de celle-ci, ainsi qu'un effort injecté $F(t)$.

L'équation du mouvement associée au système à 1 degré de liberté de la figure 1.12 s'écrit,

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = F(t), \quad (1.23)$$

avec F l'effort injecté, considéré ici comme une oscillation harmonique. Le déplacement u est donné par,

$$u(t) = U_0 \sin(\omega t - \phi), \quad (1.24)$$

avec U_0 l'amplitude du déplacement, ω est la pulsation d'excitation et ϕ est le déphasage par rapport à l'excitation. L'énergie dissipée par cycle est liée à l'effort visqueux $F_v = -c\dot{u}$. Cette énergie dissipée est déterminée par l'équation suivante :

$$\begin{aligned}\mathcal{E}_d &= \int_0^{2\pi/\omega} (c\dot{u}(t)) \dot{u}(t) dt, \\ &= -c\omega^2 U_0^2 \int_0^{2\pi/\omega} \cos^2(\omega t - \phi) dt, \\ \mathcal{E}_d &= \pi c\omega U_0^2.\end{aligned}\tag{1.25}$$

Dans cette définition d'un système à 1 degré de liberté avec un amortissement visqueux, c est un coefficient constant. D'après la définition donnée dans l'équation 1.25, l'énergie dissipée est dépendante de la fréquence, ainsi la dissipation par un amortissement visqueux varie selon la fréquence de l'effort injecté.

1.3.2 Amortissement par frottements

Le frottement, aussi appelé friction, est une source d'amortissement généralement non négligeable, qui est présent lorsque deux structures sont en contact. Ce phénomène transforme l'énergie associée au mouvement relatif de deux éléments en contact. L'énergie cinétique se transforme en énergie thermique [43]. C'est généralement cette transformation d'énergie qui caractérise le frottement. Ce phénomène dépend du type de matériau, de l'état des surfaces en contact et des efforts appliqués sur les structures.

Deux types de frottements se distinguent : le frottement sec, relatif au contact entre deux solides, et le frottement visqueux correspondant au contact entre un fluide et un solide. Le frottement visqueux permet généralement un meilleur « glissement » entre deux solides, en ajoutant une couche de fluide telle que de l'huile ou de l'eau. Cela permet aussi de limiter l'effet des aspérités de contact. Le frottement visqueux est davantage lié à un modèle d'amortissement visqueux, présenté dans la sous-section 1.3.1. En revanche, le frottement sec est souvent rattaché à un modèle de frottement de Coulomb.

Le frottement peut aussi être interne à la structure, comme dans le cas des métaux où des frictions entre les moléculaires peuvent intervenir (voir sous-section 1.2.2).

D'autres phases de frottement sont étudiées, comme le « stick-slip », qui correspond à une succession de glissements, puis d'adhérences d'un solide sur un autre. Le glissement apparaît

lorsqu'un solide possède un mouvement tangentiel en opposition avec lequel il est en contact, tandis que l'adhérence est liée à un contact pour lequel les deux solides ne se déplacent pas l'un par rapport à l'autre. Ce phénomène peut être considéré comme gênant, car il produit des vibrations qui viennent s'ajouter à celles produites par la source excitatrice du système [44, 45]. Le frottement est parfois la cause de gêne sonore, comme dans le cas du « squeak & rattle » [46], qui correspond au bruit émit à la jonction entre deux éléments, comme lors de l'ouverture d'une tablette (où le bruit « squeak » est émis) dans un avion ou un train.

Modèle de contact constant avec du frottement

Le modèle de frottement sec est basé sur le modèle de Coulomb [12, 32]. Lorsque deux structures solides sont en contact, un effort tangentiel à la peau (surface) des structures s'oppose aux mouvements relatifs des solides. La force de frottement est opposée au vecteur vitesse à chaque instant et est liée à la force normale, grâce à un coefficient de frottement μ_f .

D'autres modèles de frottements existent [47], tels que celui de Dahl [48], qui traduit les microfrottements présents dans des structures. Ce modèle cherche à se rapprocher des boucles d'hystérésis observées lors d'essais de traction-compression sur des matériaux viscoélastiques (voir sous-section 1.2.1). Le modèle de Dahl est un modèle de frottement dynamique, au sens où il fait intervenir une variable d'état supplémentaire pour décrire la force de frottement. Cette variable représente la déformation des aspérités au niveau des surfaces en contact, et son comportement est régi par une équation différentielle [49]. Ce modèle est plus complexe et permet une transition douce autour de zéro par rapport à celui de Coulomb, comme présentée sur la figure 1.13.

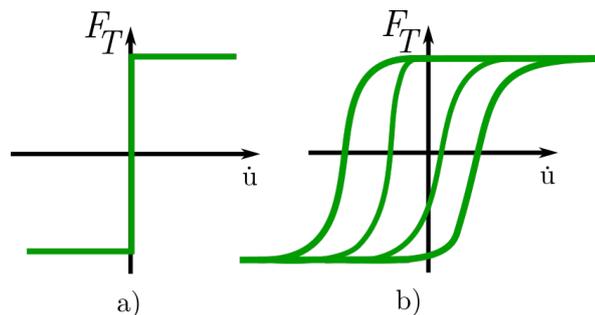


FIGURE 1.13 – Variation de la force de frottement en fonction de la vitesse pour un modèle de Coulomb a) et de Dahl b) [49].

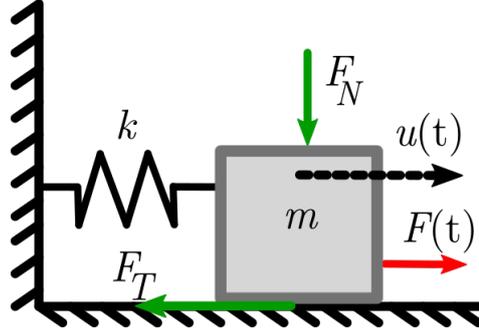


FIGURE 1.14 – Schéma d'un système à 1 degré de liberté constitué d'un ressort de raideur k et d'une masse m . Le déplacement du système est représenté par le vecteur $u(t)$, induit pour un effort injecté $F(t)$. Un frottement sec est représenté par la force tangentielle F_T , dépendant de l'effort normal F_N .

Dans le système à 1 degré de liberté représenté sur la figure 1.14, si $F < \mu_f F_N$ (avec F l'amplitude de la force injectée dans le système, F_N la force normale et μ_f le coefficient de frottement) alors la masse m reste immobile. En revanche, si $F \geq \mu_f F_N$, la masse est mise en mouvement. Il est donc nécessaire pour que le système soit mis en mouvement, que l'effort injecté soit suffisamment important pour dépasser la limite d'adhérence qui maintient la masse contre la paroi rigide. Ainsi l'équation du mouvement du système de la figure 1.14 s'écrit,

$$m\ddot{u}(t) + ku(t) = F(t) - \mu_f F_N \text{sign}(\dot{u}). \quad (1.26)$$

Le coefficient de frottement μ dépend de l'état des surfaces en contact, c'est-à-dire de la zone de contact entre la structure et la surface sur laquelle elle repose, et des aspérités de surface (surface lisse/rugueuse). Ce coefficient dépend du type de matériau au niveau du contact.

L'énergie dissipée par cycle dans le cas d'un amortissement par frottement, où $u(t) = U_0 \sin(\omega t - \phi)$ s'écrit,

$$\begin{aligned} E_d &= \int_0^{2\pi/\omega} \mu_f F_N \text{sign}(\dot{u}(t)) \frac{d\dot{u}(t)}{dt} dt, \\ &= \mu_f F_N \omega U_0 \int_0^{2\pi/\omega} \text{sign}(\dot{u}(t)) \cos(\omega t) dt, \\ E_d &= 4\mu_f F_N U_0. \end{aligned} \quad (1.27)$$

À partir des équations 1.25 et 1.27, il est possible de définir un coefficient d'amortissement

visqueux « équivalent »,

$$c_{eq} = \frac{\mu_f F_N}{\pi \omega U_0}. \quad (1.28)$$

Celui-ci correspond à un amortisseur visqueux qui dissiperait la même énergie au cours d'un cycle que la force de frottement sec. À partir du coefficient d'amortissement équivalent (équation 1.28), il est possible de décrire le taux d'amortissement équivalent ξ_{eq} en fonction de la fréquence de l'effort injecté et du déplacement de la masse,

$$\xi_{eq} = \frac{c_{eq}}{c_{cr}} = \frac{2\mu_f F_N}{\pi \omega U_0 m \omega_0}, \quad (1.29)$$

où ω_0 la pulsation propre du système et $c_{cr} = 2\sqrt{km}$ le coefficient d'amortissement critique. Le taux d'amortissement équivalent est tracé sur la figure 1.15, en fonction du déplacement pour différentes valeurs de fréquence. Les paramètres suivants ont été utilisés pour obtenir ces résultats : $F_N = 5$ N, $\mu_f = 0.1$, $k = 1$ N/m et $m = 1$ kg.

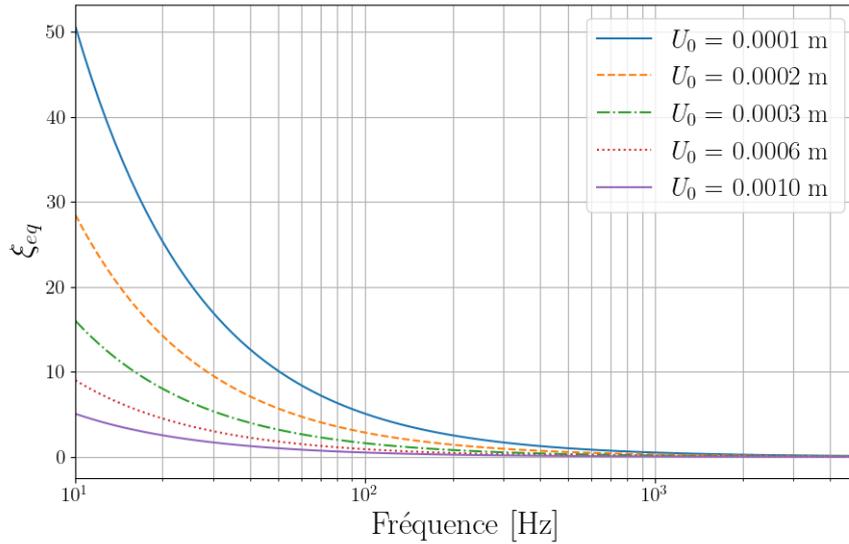


FIGURE 1.15 – Taux d'amortissement visqueux équivalent en fonction de l'amplitude du déplacement pour différentes fréquences d'excitation pour le système représenté sur la figure 1.14.

D'après ce modèle à 1 degré de liberté, l'amortissement apporté par le frottement est important en basses fréquences, et pour de faibles déplacements. Plus précisément, comme l'indique l'équation 1.29, le taux d'amortissement tend vers l'infini lorsque l'amplitude du déplacement tend vers zéro, c'est-à-dire à très faible niveau de sollicitation. Cela est dû au fait que la valeur de la force de frottement est indépendante de l'amplitude de la réponse. Par conséquent, sa contribution relative dans l'équation 1.26, par rapport aux termes d'inertie et de raideur, est

plus grande lorsque l’amplitude de la réponse est faible. Il convient toutefois de préciser que la notion d’amortissement visqueux équivalent n’est plus pertinente lorsque la structure est excitée à très faible niveau, c’est-à-dire lorsque la force excitatrice n’est pas suffisamment grande par rapport à la force de frottement.

1.3.3 Amortissement par une fine lame d’air

Lorsqu’une couche d’air est comprimée entre deux structures, un changement d’impédance à l’interface est présent. Si l’une des deux structures vibre, la pression de l’air va alors varier. Ainsi, l’énergie dissipée par la couche d’air fluctue en fonction des déformées propres des deux structures. L’énergie est alors dissipée par l’effet visqueux dû à la variation de la pression de l’air, comme illustrée sur la figure 1.16. L’amortissement dépend de l’épaisseur de la couche d’air, soit de la couche limite visqueuse. Ce type de phénomène est observé sur les panneaux à doubles parois avec une couche d’air [50, 51], comme dans les doubles vitrages.

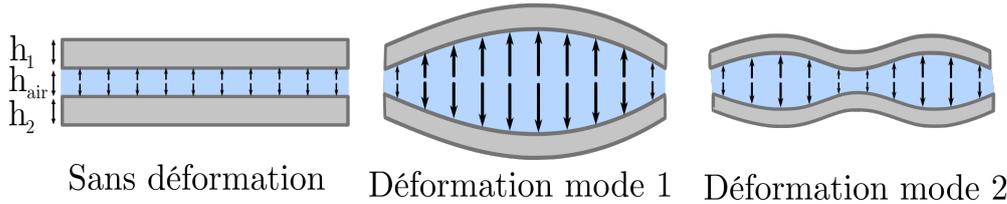


FIGURE 1.16 – Schéma d’une structure à doubles parois avec une couche d’air, et de ses déformations possibles.

Une représentation simplifiée du problème est proposée sur la figure 1.17. Soit une masse M_S (par unité de longueur) liée à un ressort k_S (par unité de longueur) venant comprimer une tranche d’air d’épaisseur h_{air} contre une paroi rigide et L est la longueur de la masse.

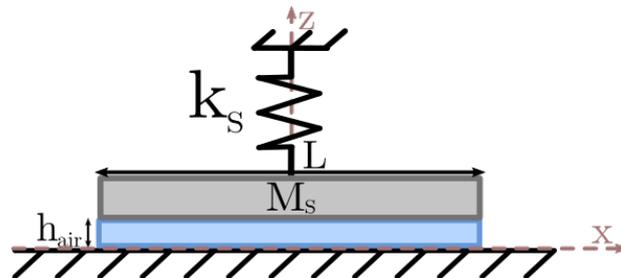


FIGURE 1.17 – Schéma d’une tranche d’air, d’épaisseur h_{air} comprimée par un système masse M_S -ressort k_S , de dimension L , contre une paroi rigide.

Les différentes hypothèses [38] permettant l’élaboration de ce modèle sont : l’amplitude de vibration de la masse M_S et de dimension L selon l’axe x uniquement, doit être inférieure à

l'épaisseur de la couche de fluide h_{air} , car la dimension selon l'axe y est considéré comme infini ; le rapport $\frac{L}{h_{air}}$ doit être suffisamment grand pour valider l'approximation d'une fine couche de fluide ; la vitesse du fluide est considérée purement longitudinale $\vec{V}(x, z, \omega) = v(x, z, \omega)\vec{x}$; et enfin la dépendance de la pression selon l'axe z n'est pas prise en compte. L'épaisseur du fluide étant considérée comme faible, le flux dans la couche d'air est approximé par un écoulement laminaire avec un profil de vitesse parabolique. Ainsi, la vitesse du fluide s'écrit $v(x, z, \omega) = j\omega \frac{6Z}{h_{air}^3} sz(h_{air} - z)$. La pression moyenne correspond à,

$$\bar{p}(x, \omega) = \omega^2 \rho_{air} \frac{Z}{2h_{air}} \left(1 - j \frac{12\nu_{air}}{\omega h_{air}^2} \right) (x^2 - L^2). \quad (1.30)$$

La force injectée dans la masse vibrante s'écrit alors,

$$F = \omega^2 \rho_{air} \frac{2L^2}{3} \frac{L}{h_{air}} \left(1 - j \frac{12\nu_{air}}{\omega h_{air}^2} \right) Z. \quad (1.31)$$

Avec les différentes approximations faites, la masse ajoutée de la couche d'air est donnée par $M_{ajoutée} = \rho_{air} \frac{L^3}{12h_{air}}$ et est définie comme étant la masse ajoutée par unité de longueur liée aux propriétés de l'air. ν_{air} correspond à la viscosité cinématique de l'air. Lorsque la masse M_S est excitée par une pulsation harmonique ω , le taux d'amortissement visqueux équivalent s'écrit,

$$\xi_\nu = \frac{M_{ajoutée}}{M_S + M_{ajoutée}} \frac{12\nu_{air}}{\omega h_{air}^2}. \quad (1.32)$$

L'amortissement pour une lame d'air est principalement lié aux effets visqueux du fluide. Si la structure vibrante est recouverte d'un film de fluide visqueux, l'amortissement change et peut alors se rapporter à du frottement visqueux.

Une variante du modèle précédent est décrit par Beltman et coll. [52], où différentes interprétations physiques sont possibles pour expliquer l'amortissement apporté par une fine lame d'air. Une première hypothèse est de supposer que cette couche d'air correspond à une masse ajoutée. L'air emprisonné apporte un effet de pompage à l'ensemble de la structure. La deuxième hypothèse est que l'effet de cette lame d'air peut être représenté par un ressort ajouté. Selon le mode de la structure, la couche d'air peut correspondre à l'effet d'une masse ajoutée ou bien d'une raideur ajoutée. Un des éléments mis en avant est que plus l'épaisseur de la lame d'air est faible, plus l'amortissement augmente. Lors de leurs études, l'amortissement apporté pouvait être d'environ 16 % pour une épaisseur de 1.5 mm et d'environ 5% pour une épaisseur de 3 mm pour le second mode de la plaque.

1.3.4 Amortissement lié aux chocs

Lorsque deux solides ne sont pas en contact permanent sur l'ensemble de l'interface, un autre amortissement peut parfois intervenir : c'est l'amortissement lié aux chocs [53]. Lorsqu'un solide percute une autre structure, l'énergie est dissipée pendant l'impact, ce qui amortit les vibrations de la structure. La quantité d'énergie dissipée est fonction des caractéristiques des solides impactant et impacté.

Cet amortissement est aussi appelé amortissement de contact présenté sur la figure 1.18. Des modèles basés sur la théorie de contact de Hertz ont été développés pour décrire le contact entre deux sphères [54, 55].

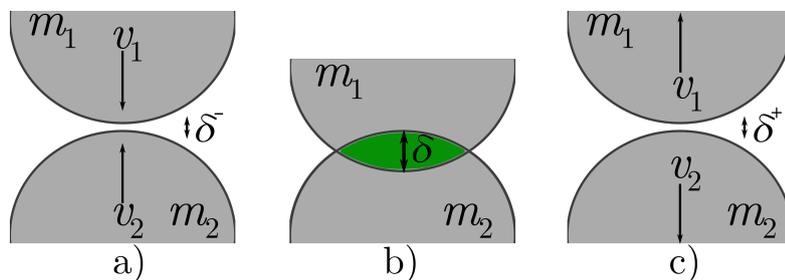


FIGURE 1.18 – Modèle de contact d'une sphère de masse m_1 avec une vitesse v_1 impactant une autre sphère de masse m_2 avec une vitesse v_2 , juste avant l'impact avec une distance δ^- entre les sphères a), interpénétration δ des deux sphères b) et séparation des deux sphères juste après l'impact avec une distance δ^+ entre les sphères c) [56].

L'amortissement de choc est complexe à caractériser, car l'impact entre deux solides est souvent de courte durée avec des niveaux de force élevés et des changements de vitesse importants et brusques.

Modèle de choc

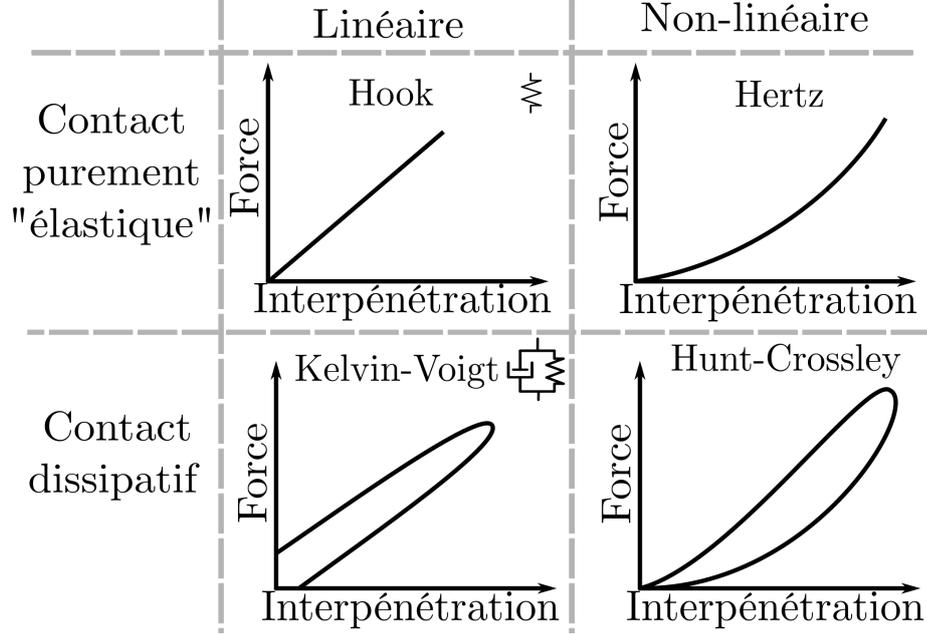


FIGURE 1.19 – Relation entre la force et l'interpénétration entre deux solides pour des contacts dissipatifs ou non, et des mécanismes linéaires ou non linéaires [56].

Une déformation élastique lors du contact est prise en compte. La force de contact de Hertz est définie selon [55],

$$F_c = k_c \delta^n, \quad (1.33)$$

où k_c est la raideur de contact, δ est l'interpénétration entre les deux sphères, soit la distance entre les deux surfaces des sphères (comme sur la figure 1.19), et n est lié à la géométrie des surfaces en contact. Dans le cas d'un contact entre sphères $n = 1.5$. Cependant, ce modèle ne prend pas en compte l'amortissement induit par le choc. Le paramètre de raideur k_c est dépendant des propriétés des matériaux, ainsi que de la surface de contact. Dans le cas de deux sphères, où la sphère 1 impacte la sphère 2 (voir figure 1.18), la raideur de contact s'écrit,

$$k_c = \frac{4}{3(\sigma_1 + \sigma_2)} \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}, \quad (1.34)$$

avec R_1 et R_2 les rayons de chaque sphère, σ_1 et σ_2 des paramètres liés aux propriétés des matériaux des sphères,

$$\sigma_h = \frac{1 - \nu_h^2}{E_h}, \quad (h = 1, 2), \quad (1.35)$$

où ν_h et E_h sont le coefficient de Poisson et le module d'élasticité de chaque matériau. Dans le cas d'une sphère en contact avec une surface plane, la raideur de contact s'écrit,

$$k_c = \frac{4}{3(\sigma_1 + \sigma_2)} \sqrt{R_1}. \quad (1.36)$$

Dans le cas de cette étude, ce type de modèle n'est pas suffisant, car il est nécessaire de prendre en compte une dissipation de l'énergie lors du contact.

Plusieurs modèles prennent en compte un coefficient d'amortissement lors du contact. Le premier modèle, celui de Kelvin-Voigt, est linéaire. La force de contact est donnée par,

$$F_c = k_c \delta + c_c \dot{\delta}, \quad (1.37)$$

où $\dot{\delta}$ représente la vitesse relative des deux structures qui entrent en contact et c_c est le coefficient d'amortissement de contact, qui détermine la quantité d'énergie dissipée lors du choc. Ce modèle ne prend pas en compte la géométrie de l'impact.

Pour mieux décrire le phénomène de contact, un modèle plus complexe est détaillé. Ce modèle, développé par Hunt et Crossley [57], est non linéaire et prend aussi en compte l'énergie dissipée lors du contact. Cette dissipation est liée aux caractéristiques de chaque élément et à la vitesse de l'impact. L'équation générale de la force de contact est,

$$F_c = k_c \delta^n + c_c \dot{\delta}, \quad (1.38)$$

avec $c_c = \chi \delta^n$, où χ est le facteur d'amortissement hystérétique défini par le coefficient de restitution c_r ,

$$\chi = \frac{3k_c(1 - c_r)}{2\dot{\delta}^-}, \quad (1.39)$$

où $\dot{\delta}^-$ est la vitesse relative entre les structures au début du choc. Lorsque le coefficient de restitution est proche de 1, l'impact est considéré comme purement élastique. En revanche, lorsqu'il tend vers 0, le contact est très amorti, donc l'énergie est presque entièrement dissipée pendant le contact.

Différents modèles existent pour décrire le coefficient d'amortissement de contact c_c , selon le coefficient de restitution et selon les différents paramètres décrits précédemment (k_c , $\dot{\delta}^-$ et n) [58-61].

Ce type de modèle comporte finalement trois paramètres : la raideur de contact k_c , l'exposant n lié à la géométrie de contact et le coefficient d'amortissement de contact c_c . Zhang et coll. [62,

63] définissent la quantité n selon différents types de géométries entre l'impacteur et la structure impactée. Dans [64], il est montré qu'il est possible expérimentalement de déterminer la raideur de contact k_c et le coefficient d'amortissement de contact c_c .

Ces modèles décrivent l'effort normal entre une structure impactée et une autre et principalement l'énergie dissipée lors de cet effort. Ces modèles peuvent être combinés avec un modèle de frottement afin de prendre en compte l'énergie dissipée par un effort tangentiel [54].

En conclusion, les modèles d'amortissement décrits dans cette partie permettent de quantifier la dissipation d'énergie, selon les différentes sources d'amortissement rangées dans deux catégories : « externes » ou « internes ». De premiers paramètres caractérisant l'amortissement ont été définis : le coefficient et le taux d'amortissement visqueux, le facteur de perte mis en avant dans le modèle hystérétique, le coefficient de frottement, le coefficient d'amortissement de contact relié au coefficient de restitution ; tous ces paramètres caractérisent un phénomène d'amortissement précis. Globalement, la dissipation d'énergie est liée aux frottements à l'échelle micro ou macroscopique. L'amortissement interne fait référence aux frictions à une échelle micro ou mésoscopique, c'est-à-dire à l'échelle d'un matériau constituant la structure. À l'inverse, l'amortissement externe décrit généralement les frottements sur une structure assemblée constituée de plusieurs matériaux avec une vision macroscopique.

Les modèles mis en avant seront dans la suite comparés aux résultats expérimentaux du chapitre 3, dans le but de déterminer quels sont les mécanismes d'amortissement les plus importants dans les différentes configurations étudiées. Dans la section suivante, différentes techniques de mesures pour quantifier l'amortissement sont détaillées.

1.4 Techniques expérimentales de caractérisation de l'amortissement vibratoire

Dans la partie précédente, différentes sources d'amortissement ont été mises en avant. Une technique simple permettant de mesurer l'amortissement est de déterminer la décroissance de l'amplitude de vibration d'une structure en fonction du temps. L'exemple d'une poutre encastree-libre mise en vibration libre est illustrée sur la figure 1.20.

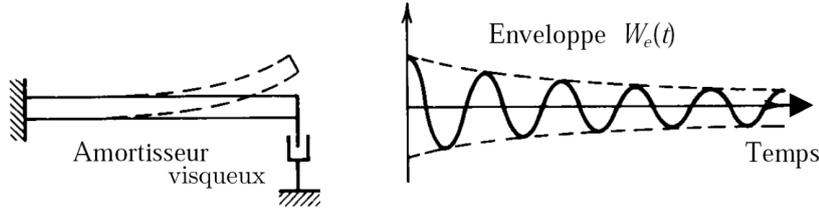


FIGURE 1.20 – Poutre avec un amortisseur visqueux [32].

En mesurant le décrément logarithmique δ_L , soit la décroissance de l'amplitude de déplacement dans une pseudo-période,

$$\delta_L = \ln \frac{W_e(t)}{W_e(t+T)}, \quad (1.40)$$

où $T = \frac{2\pi}{\omega_d}$ est la pseudo-période, avec ω_d la pseudo-pulsation. Il est alors possible de déterminer le taux d'amortissement,

$$\xi = \frac{\delta_L}{\sqrt{4\pi^2 + \delta_L^2}}. \quad (1.41)$$

L'amortissement identifié par cette méthode prend en compte l'ensemble des mécanismes de dissipations (internes et externes). Connaissant la raideur, la masse et le taux d'amortissement, il est possible de retrouver le coefficient d'amortissement,

$$c = 2\xi\sqrt{km}. \quad (1.42)$$

Ce type de mesure est adapté pour des structures simples. En général, cette méthode est très peu utilisée. Ici la poutre vibre uniquement selon son premier mode. Cette approche est valable pour un unique mode participant à la réponse. Elle peut être étendue si une décomposition de la réponse du système est faite (c'est la base de certaines méthodes dont Esprit par exemple).

Pour étudier des structures plus complexes, des méthodes d'analyses modales sont utilisées. Les mesures peuvent être réalisées en régime de vibration libre ou forcée. L'avantage de ces analyses modales est qu'elles permettent d'obtenir directement l'information de l'amortissement en fonction de la fréquence.

1.4.1 Méthodes modales

Pour les basses fréquences, lorsque les modes de vibration d'une structure sont bien dissociés, la méthode de la bande passante à « -3 dB » est couramment utilisée et illustrée sur la figure 1.21 b). Cette méthode repose sur une mesure en vibrations forcées. Dans ces conditions, le module des fonctions de transfert vibratoire (FRF) est mesurée en fonction de la fréquence, et des

pics de résonance apparaissent comme illustrés sur la figure 1.21 a). Ces pics correspondent aux résonances du système. Dans le cas d'un système à N degrés de liberté, l'équation du mouvement s'écrit,

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{u}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (1.43)$$

où \mathbf{M} , \mathbf{C} et \mathbf{K} sont respectivement de masse, d'amortissement et de la raideur. Lorsque l'équation 1.43 est projetée dans la base des coordonnées modales, il est possible de décrire la fonction de transfert $H_{ij,n}(\omega)$ du déplacement modal $U_{i,n}$ sur l'effort modal $F_{j,n}$, généralisée en un point, tracée sur la figure 1.21 a) par,

$$H_{ij,n}(\omega) = \frac{U_{i,n}(\omega)}{F_{j,n}(\omega)} = \sum_{n=1}^N \frac{\Phi_{i,n} \Phi_{j,n}^T}{\omega_n^2 - \omega^2 + j2\xi_n \omega_n \omega}. \quad (1.44)$$

où Φ et Φ^T sont les déformées modales et transposées et ξ_n les taux d'amortissements modaux et ω_n les pulsations propres pour les modes allant de $n = 1$ jusqu'à $n = N$.

Lors de la détermination d'un amortissement modal, il est important de prendre en compte l'hypothèse de Basile pour modéliser correctement l'évolution modale du système dissipatif. Cette hypothèse porte sur le découplage dynamique des équations modales du mouvement pour les modes réels. Ainsi si l'hypothèse de Basile est respectée, il est possible d'identifier l'amortissement propre à chaque mode.

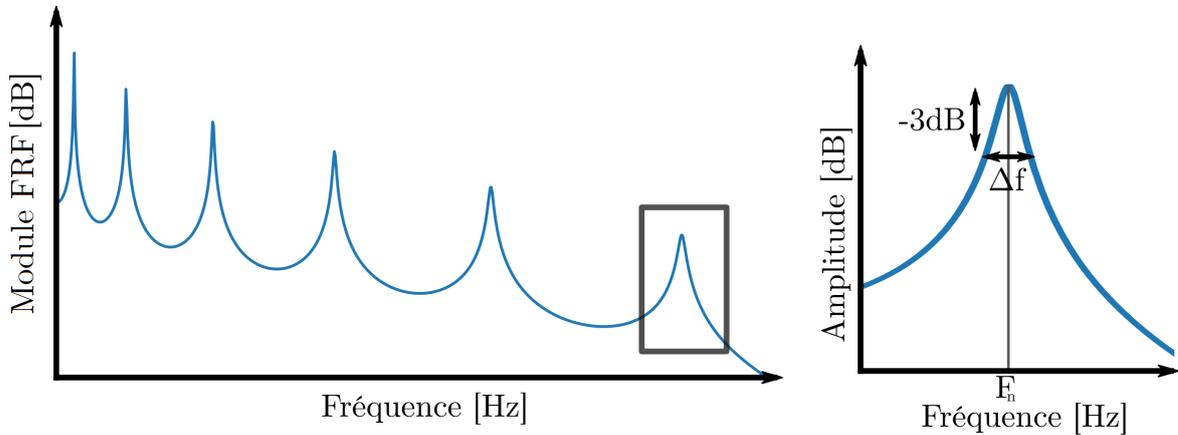


FIGURE 1.21 – Fonction de transfert d'une structure en fonction de la fréquence a), zoom sur un pic de résonance b).

La taille de la bande passante à -3 dB détermine l'amortissement du mode étudié. Il est alors possible de déterminer le taux d'amortissement à partir de l'information relevée au voisinage d'une fréquence de résonance. Cependant, cette technique est efficace uniquement lorsque le recouvrement modal est faible, c'est-à-dire que les pics de résonance sont bien distincts les uns

des autres. Cette méthode à « - 3 dB » est à la base de plusieurs techniques de mesures, telles que la mesure Oberst, qui est présentée par la suite.

Différentes méthodes d'analyse modale existent selon le domaine d'étude (temporel ou fréquentiel), le nombre de degrés de liberté du système étudié (SDOF ou MDOF) et d'autres paramètres comme le nombre de points d'excitation et de points mesurés, soit SISO (Single Input - Single Output), SIMO (Single Input - Multi Output) ou encore MIMO (Multi Input - Multi Output). De nombreuses méthodes d'analyse modale comme la Singular Value Decomposition (SVD), la Rational Fraction Polynomial method (RFP), la Ibrahim time-domain method (ITD) et bien d'autres sont utilisées pour déterminer les paramètres modaux tels que le taux d'amortissement modal.

En moyennes et hautes fréquences, le recouvrement modal devient important. Il est alors nécessaire de se tourner vers des méthodes énergétiques, comme les méthodes « Statistical Energy Analysis » (SEA) [65, 66] ou ESPRIT et ESTER [67, 68], qui ne sont pas utilisées dans ces travaux.

1.4.2 Méthodes de caractérisation dynamique d'un matériau amortissant

Il existe deux grandes catégories de méthodes : les méthodes directes qui permettent de déterminer les propriétés dynamiques d'un matériau à partir d'un essai réalisé directement sur un échantillon de ce matériau ; les méthodes indirectes qui s'appuient sur un substrat de référence pour déterminer les propriétés d'un matériau appliqué sur ce substrat.

La mesure Oberst [69], dont le protocole expérimental est illustré sur la figure 1.22, est une méthode indirecte permettant de quantifier le facteur de perte composite d'une structure bicouche. La mesure Oberst s'appuie sur une étude d'un échantillon dont les propriétés sont connues, souvent une poutre en acier sur lequel un matériau amortissant de type viscoélastique est appliqué. L'échantillon en acier est encastré d'un côté et libre de l'autre. Un excitateur magnétique injecte un effort large bande dans l'échantillon et un capteur mesure la vitesse de déplacement de celui-ci. Les résultats de mesure, soit la vitesse en fonction de la fréquence, permettent d'identifier des pics de résonance liés aux modes propres de la poutre. Connaissant les caractéristiques de la structure porteuse pour chaque mode, il est alors possible de quantifier le facteur de perte composite de l'échantillon habillé. Le facteur de perte composite est déterminé selon la méthode à « -3 dB » sur les premiers pics de résonance de la poutre composite.

Ross, Kerwin et Ungar (RKU) [26] ont développé une méthode d'analyse sur les traitements

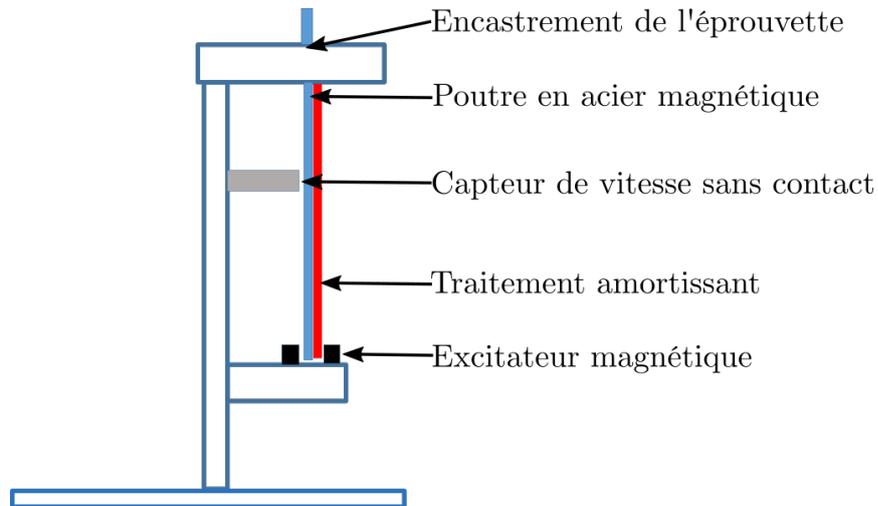


FIGURE 1.22 – Schéma de montage d'une mesure d'amortissement à la potence Oberst [69].

amortissants de surface, comme décrite dans la section 1.2.3. Cette méthode est normalement développée pour les matériaux composites, mais elle permet aussi de déterminer l'amortissement apporté par un traitement de surface à partir de l'amortissement global et de l'amortissement de la structure porteuse. La mesure d'Oberst couplée avec l'analyse RKG est régulièrement utilisée pour la détermination du facteur de perte d'un matériau très amortissant. Cette méthode qui s'appuie sur les résonances de la poutre composite testée, est limitée pour un faible recouvrement de modes. Dans la pratique, il est possible d'identifier les 5 à 6 premières résonances avant la fréquence de 1 000 Hz. Ces valeurs sont un exemple pour un matériau viscoélastique appliqué sur une carrosserie automobile.

L'Analyse Mécanique Dynamique (AMD) [70], aussi appelée Dynamic Mechanical Analysis (DMA) est une méthode directe de détermination des propriétés structurales d'un matériau, qui repose sur la déformation d'un matériau selon une contrainte imposée, pour différentes fréquences d'excitation. Par ailleurs, cette analyse peut être faite dans une chambre climatique (ou étuve) afin de mesurer les variations des caractéristiques du matériau en fonction de la température. Cette étude en température permet d'utiliser le principe d'équivalence temps - température (également appelé fréquence - température) pour les grandeurs viscoélastiques permettant de déterminer les propriétés matériaux pour une large bande de fréquences. La loi WLF (Williams, Landel, Ferry) est le modèle le plus connu et le plus utilisé reposant sur ce principe d'équivalence [15]. Cette méthode de caractérisation est une technique hors résonance, puisque qu'elle suppose un comportement quasi-statique de l'échantillon testé. Dans la pratique, même si les fabricants d'équipement DMA affichent des spécifications matérielles jusqu'à 1 000 Hz, il n'est pas possible de s'affranchir des résonances d'échantillon jusqu'à cette limite fréquentielle. Il faut donc

réussir à mesurer entre les résonances, sans que les données mesurées soient impactées par les résonances à proximité. Au final, cette méthode permet de caractériser un matériau viscoélastique jusqu'à 300 à 400 Hz, avec une précision satisfaisante. Pour aller plus haut en fréquence, il faut s'appuyer sur le principe d'équivalence fréquence - température, si ce dernier est applicable pour le matériau considéré. Une alternative est d'utiliser d'autres méthodes de caractérisation comme la propagation d'onde, le microscope à force atomique (AFM) ou encore les essais de relaxation/fluage.

Les méthodes Oberst et DMA décrites précédemment sont appliquées à des échantillons de matériau de dimensions relativement petites. Pour déterminer l'amortissement sur de plus larges structures, des méthodes d'identifications se basant sur les méthodes de mesure de champs peuvent être plus adaptées. Ces méthodes ont l'avantage de pouvoir quantifier spatialement les propriétés d'une structure. Celles-ci sont présentées dans la section suivante.

1.4.3 Méthodes d'identification à partir de mesure de champs

Pour quantifier l'amortissement des structures de taille importante et sur une large bande de fréquences, des techniques mesurant les champs de déplacements sont mises en place [71, 72]. Différents outils permettent d'effectuer ce type de mesure, comme les mesures au vibromètre laser à balayage ou les mesures utilisant une ou plusieurs caméras rapides (photogramétrie [66], holographie appliquée [73] ou acoustique[74], déflectométrie). Ces outils permettent de faire une mesure sans contact, donc non intrusive. Des méthodes d'identification de propriétés exploitant les champs de déplacement ainsi obtenus sont ensuite mises en œuvre. Deux méthodes de champs sont présentées ici : la méthode des champs virtuels (ou Virtual Field Method, VFM) et la méthode de Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée (RIFF).

Méthode des champs virtuels

La méthode des champs virtuels est dans un premier temps utilisée pour caractériser les propriétés des structures [75], et est étendue dans un second temps à la détermination d'efforts sur les structures [76]. Cette méthode est liée au principe des travaux virtuels [77-79], qui est une formulation faible de l'équation de comportement d'un solide,

$$-\int_V \sigma : \epsilon^* dV + \int_{\delta V} F \cdot u^* dS = \int_V \rho \gamma \cdot u^* dm, \quad (1.45)$$

avec σ le tenseur des contraintes, ϵ^* le tenseur des déformations virtuelles, F la distribution d'efforts, S la surface où l'effort est appliqué, u^* le vecteur des déplacements virtuels, ρ la masse volumique et γ l'accélération.

En s'appuyant sur les dimensions de la structure et le champ de déplacement, les caractéristiques des matériaux sont déterminées. L'idée est de remplacer la partie vecteur de déplacement virtuel par les champs de déplacements mesurés. Il est ensuite nécessaire de déterminer les bons champs virtuels. Cette étape est la plus complexe car il est nécessaire de trouver tous les champs virtuels pour lesquels l'équation est valide pour tous les champs de déplacement mesurés. Effectivement, les champs virtuels doivent être adaptés à la structure étudiée (solide homogène, anisotrope, plaques minces, ...). Ces champs doivent être déterminés pour décrire au mieux les déformations internes à la structure d'étude d'après les informations obtenues lors de la mesure des déformations à la surface de celle-ci. Ainsi il est possible de déterminer les contraintes associées, ainsi que la distribution d'effort. Dans le cas où la structure est considérée hétérogène, pour les matériaux multicouches, il est nécessaire d'adapter la formulation des champs virtuels [80]. L'avantage de cette méthode est qu'elle permet de réduire les dérivées spatiales à l'ordre 2, et elle ne nécessite pas de régularisation. Comme la structure est déterminée dans son ensemble, il est difficile de déterminer les propriétés structurales de manière locale.

1.4.4 Méthode de Résolution Inverse (RI), Filtrée Fenêtrée (RIFF), Corrigée (RIC), Bayésienne (RIB)

Une deuxième méthode permettant de quantifier l'amortissement de structures est la méthode de Résolution Inverse (RI) [81]. Initialement utilisée pour la détermination des efforts appliqués sur une structure, cette méthode s'appuie sur l'équation du mouvement de la structure étudiée. Un des avantages de cette méthode est de considérer le système étudié comme linéaire et homogène. Différents types d'efforts vibratoires peuvent être déterminée (ponctuels, répartis, efforts aux limites, pressions pariétales, ...) [82, 83]. La méthode RI est locale ce qui permet de réduire l'équation du mouvement d'une structure à géométrie complexe à celle d'une sous-structure locale très simple (poutre, plaque ou coque) et de s'affranchir des effets induits en dehors de la zone d'étude en particulier les effets d'amortissement non présents dans cette zone. Dans le cas d'une plaque, l'équation du mouvement s'écrit :

$$D^* \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right) - \rho h \omega^2 w = F(x, y, \omega), \quad (1.46)$$

où ρ est la masse volumique, h l'épaisseur de la plaque et

$$D^* = \frac{E(1 + j\eta)h^3}{12(1 - \nu^2)}, \quad (1.47)$$

la rigidité de flexion, avec E le module de stockage, ν le coefficient de Poisson et η le facteur de perte. Ainsi, connaissant le champ de déplacement w et les caractéristiques matériaux, il est possible de déterminer l'effort injecté en évaluant le membre de gauche de l'équation 1.46. Pour cela, il est nécessaire de calculer les dérivées spatiales d'ordre 4. Leur identification pour des schémas aux différences finies au premier ordre est proposé, à l'aide d'un maillage spatial régulier, comme représenté sur la figure 1.23.

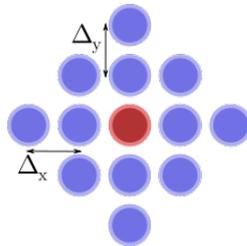


FIGURE 1.23 – Schéma aux différences finies de 13 points utilisé pour déterminer l'effort injecté au point central.

Lors de la détermination des propriétés structurales [84, 85], la zone d'étude est considérée en dehors de la zone d'excitation, comme illustrée sur la figure 1.24. Mathématiquement, cela revient à considérer l'équation du mouvement sans source, avec un second membre nul, comme dans l'équation 1.48.

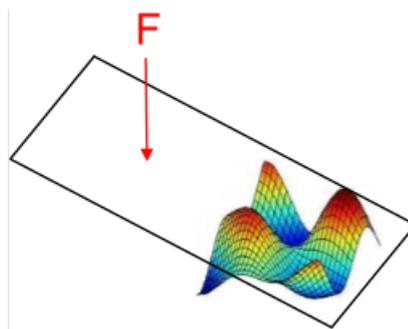


FIGURE 1.24 – Schéma d'une structure excitée par un effort F en dehors de la zone de mesure. (Figure réalisée par Frédéric Ablitzer pour différentes présentations de congrès, exemple : Congrès Français d'Acoustique de Poitiers 2014.)

L'équation du mouvement (équation 1.46) associée à la zone de mesure représentée sur la

figure 1.24 est discrétisée selon,

$$\frac{D^*}{\rho h \omega^2} \left(\delta_{ij}^{4x} + 2\delta_{ij}^{2x2y} + \delta_{ij}^{4y} \right) = w_{ij}, \quad (1.48)$$

avec les schémas aux différences finies suivants,

$$\delta_{ij}^{4x} = \frac{1}{\Delta x^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j}), \quad (1.49)$$

$$\delta_{ij}^{4y} = \frac{1}{\Delta y^4} (w_{i+2,j} - 4w_{i+1,j} + 6w_{i,j} - 4w_{i-1,j} + w_{i-2,j}), \quad (1.50)$$

$$\begin{aligned} \delta_{ij}^{2x2y} = \frac{1}{\Delta x^2 \Delta y^2} & (w_{i+1,j+1} - 2w_{i+1,j} + w_{i+1,j-1} - 2w_{i,j+1} \\ & + 4w_{i,j} - 2w_{i,j-1} + w_{i-1,j} + 2w_{i-1,j} + w_{i-1,j-1}). \end{aligned} \quad (1.51)$$

Δx et Δy correspondent respectivement au pas spatial selon x et au pas spatial selon y. Pour identifier les propriétés structurales, un rapport entre le champ de déplacement et les schémas aux différences finies est effectué,

$$\frac{D^*}{\rho h \omega^2} = \frac{w_{ij}}{\left(\delta_{ij}^{4x} + 2\delta_{ij}^{2x2y} + \delta_{ij}^{4y} \right)}. \quad (1.52)$$

Connaissant l'épaisseur et la densité volumique de la plaque, il est donc possible de remonter à la rigidité complexe D^* et ainsi, calculer le module de stockage et le facteur de perte associés en connaissant l'épaisseur de la plaque h et son coefficient de Poisson μ (équation 1.47).

L'équation 1.48 peut aussi être résolue au sens des moindres carrés. Ainsi, une surinformation en fréquence est possible pour obtenir une cartographie des paramètres apparents des matériaux ou une surinformation en espace pour déterminer de manière fréquentielle les paramètres apparents des matériaux de la structure [84, 85]. Cependant, les schémas aux différences finies sont sensibles au bruit de mesure. C'est pour cela qu'un filtrage et un fenêtrage sont nécessaires dans le cadre de la méthode de Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée (RIFF), nommée aussi de Force Analysis Technique (FAT) [86].

Le fenêtrage consiste à utiliser une fenêtre de Tukey, qui n'est autre que la combinaison d'une fenêtre rectangle et d'une fenêtre de Hanning, comme présentée sur la figure 1.25. Dans le cas d'une structure à deux dimensions, la fenêtre est définie par deux sous-fenêtres pour chaque axe.

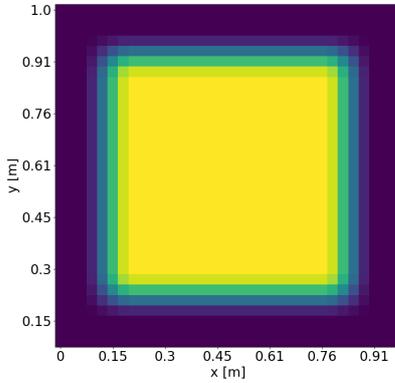
$$\Psi_{i,j}^{2D} = \Psi^{1D}(x_{i,j} - x_{1,1} - 2\Delta x) \cdot \Psi^{1D}(y_{i,j} - y_{1,1} - 2\Delta y), \quad (1.53)$$

où

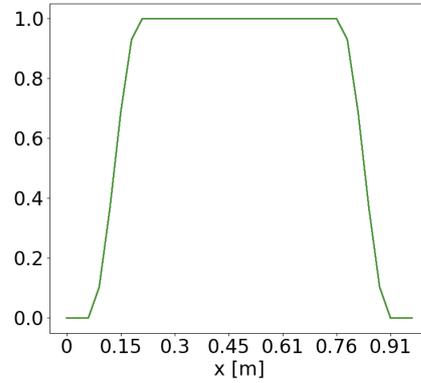
$$\Psi^{1D}(x) = \begin{cases} 0.5 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi x}{\alpha} \right) \right) & \text{si } 0 \leq x < \alpha, \\ 1 & \text{si } \alpha \leq x < L - \alpha, \\ 0.5 \left(1 - \cos \left(\frac{\pi(x-L+2\alpha)}{\alpha} \right) \right) & \text{si } L - \alpha < x \leq L, \\ 0 & \text{sinon,} \end{cases} \quad (1.54)$$

avec $L = L_x - 4\Delta_x$ et

$$\alpha = \begin{cases} \lambda_c & \text{si } L \geq 2\lambda_c, \\ \frac{L}{2} & \text{sinon.} \end{cases}$$



(a) Fenêtrage 2D selon x et y



(b) Fenêtrage 1D selon x

FIGURE 1.25 – Fenêtrage spatial utilisé dans la régularisation.

Le fenêtrage permet d'adoucir les discontinuités aux limites et d'éviter ainsi les effets de bord du filtre (phénomène de Gibbs).

Le filtre, quant à lui, permet d'éliminer des composantes du champ dans les hauts nombres d'onde. Il s'agit d'un filtre passe-bas idéal pondéré par une fenêtre de Hanning, afin que sa réponse impulsionnelle soit finie, préservant ainsi le caractère local de la méthode. Ce filtre élimine l'amplification des erreurs associées à l'instabilité du problème. La réponse spatiale du filtre est,

$$h(x, y) = \begin{cases} \frac{k_{coup}^2}{4\pi^2 xy N_f} \left(1 + \cos \left(\frac{k_{coup} x}{2} \right) \right) \left(1 + \cos \left(\frac{k_{coup} y}{2} \right) \right) \sin(k_{coup} x) \sin(k_{coup} y) & \text{si } x \text{ et } y \in \left[\frac{-2\pi}{k_c}, \frac{2\pi}{k_c} \right], \\ 0 & \text{sinon,} \end{cases} \quad (1.55)$$

qui introduit un paramètre de normalisation N_f , choisi de telle sorte que $\iint h(x, y) dx dy = 1$ et un nombre d'onde de coupure k_{coup} . Ce dernier est généralement choisi de manière proportionnelle

au nombre d'onde de flexion k_f de la plaque.

$$k_{coup} = a \cdot k_f, \quad (1.56)$$

où a est appelé le paramètre de régularisation. Il est généralement fixé à 4 pour de très bonnes mesures et à 1 pour des mesures fortement bruitées. Le domaine de validité en fréquence de la méthode est défini par la zone d'identification L_{mini} selon ses dimensions L_{fx} , L_{fy} (les longueurs selon x et y) et Δ_x , Δ_y (les pas spatiaux selon x et y),

$$L_{mini} = \frac{1}{2}(L_{fx} - L_{fy} - 4\Delta_x - 4\Delta_y) - |L_{fx} - L_{fy} - 4\Delta_x + 4\Delta_y|. \quad (1.57)$$

Ainsi, la fréquence minimale de la méthode est décrite par,

$$f_{mini} = \frac{8\pi}{a^2 L_{mini}^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}. \quad (1.58)$$

La limite en hautes fréquences, est elle liée au nombre d'onde de coupure optimal,

$$f_{maxi} = \frac{\pi}{2a^2 \Delta_{maxi}^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}, \quad (1.59)$$

avec $\Delta_{maxi} = \frac{1}{2}[(\Delta_x + \Delta_y) - |\Delta_x - \Delta_y|]$, correspondant au pas spatial maximum.

La limite basses fréquences de la méthode RIFF est liée à la taille de la zone de mesure étudiée, qui doit être suffisamment importante pour observer plusieurs longueurs d'onde. Alors que la limite hautes fréquences est dépendante du pas spatial entre deux points de mesure. Plus la zone de mesure est importante et le maillage fin, plus la bande de fréquences d'étude peut être élargie. Cependant, en hautes fréquences, un biais sur les résultats obtenus est observé, à cause notamment de l'approximation par différences finis. Cette méthode n'est pas sensible aux recouvrement modales et donc reste valide dans les moyennes et hautes fréquences.

Pour améliorer les résultats en hautes fréquences, la méthode de Résolution Inverse Corrigée (RIC), nommée aussi Corrected Force Analysis Technique (CFAT) [87-89] permet de concilier l'effet du filtre naturel des schémas avec la volonté de supprimer (avec maîtrise) le bruit présent dans les hauts nombres d'onde. En effet, le schéma aux différences finies agit comme un filtre passe-bas lorsque le nombre de points par longueur d'onde devient petit. La correction du schéma aux différences finies consiste à introduire des coefficients correcteurs, de manière à bénéficier

d'un filtrage purement passe-bas. L'équation du mouvement discrétisée et corrigée s'écrit,

$$\frac{D}{\rho h \omega^2} \left(\tilde{\mu}^4 \delta_{ij}^{4x} + 2\tilde{\nu}^4 \delta_{ij}^{2x2y} + \tilde{\mu}^4 \delta_{ij}^{4y} \right) = w_{ij}, \quad (1.60)$$

qui introduit les coefficients correctifs,

$$\tilde{\mu}^4 = \frac{\Delta^4 k_f^4}{4[1 - \cos(k_f \Delta)]^2}, \quad (1.61)$$

$$\tilde{\nu}^4 = \frac{\Delta^4 k_f^4}{8[1 - \cos\left(\frac{k_f \Delta}{\sqrt{2}}\right)]^2} - \tilde{\mu}^4, \quad (1.62)$$

Δ correspondant au pas spatiaux Δx et Δy considérés égaux ici. Les termes correctifs nécessitent de connaître le nombre d'onde naturel de flexion de la plaque,

$$k_f^4 = \frac{\rho h}{D} \omega^2. \quad (1.63)$$

Dans le cas où la méthode RIC est utilisée pour identifier les paramètres apparents du matériau, ce nombre d'onde k_f est inconnu *a priori* car il dépend évidemment des caractéristiques de la plaque. L'identification des propriétés est alors effectuée de manière itérative pour fournir une valeur initiale de k_f . Pour une fréquence fixée, une estimation du nombre d'onde k_f est d'abord faite, avec une première itération sans correction (c'est-à-dire en imposant $\tilde{\mu}^4 = \tilde{\nu}^4 = 1$). Puis à chaque itération, la valeur de $\frac{D^*}{\rho h}$ est identifiée. À partir de l'équation 1.63, il est possible de déterminer une nouvelle estimation de k_f . Puis, ces opérations sont répétées pour toutes les fréquences étudiées. Ainsi, le nombre d'onde est obtenu pour chaque fréquence. Selon le système étudié, le nombre d'itérations n'est pas le même, il est donc nécessaire de s'assurer de la convergence du problème inverse. L'avantage de la méthode RIC est qu'elle repose sur une régularisation qui se fait de manière automatique lors de la résolution inverse. Il n'est donc pas nécessaire d'ajuster un paramètre de régularisation, à la différence de la méthode RIFF. Cependant, la plage fréquentielle de validité de la méthode est dépendante du pas spatial Δ entre chaque point afin de respecter le théorème de Shannon,

$$f^{min}(\Delta) = \frac{\pi}{8\Delta^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}, \quad (1.64)$$

$$f^{max}(\Delta) = \frac{\pi}{2\Delta^2} \sqrt{\frac{Eh^2}{12\rho(1-\nu^2)}}. \quad (1.65)$$

Une autre forme de régularisation du bruit de mesure peut être implémentée par une approche

probabiliste basée sur le théorème de Bayes, appelé Résolution Inverse Bayésienne (RIB). Cette approche a été principalement utilisée pour l'identification d'efforts [90-94], mais a été étendue à la détermination des paramètres apparents des matériaux [95].

Les méthodes RIFF, RIC et RIB peuvent ainsi permettre d'identifier des paramètres structuraux apparents de matériaux composites [96] ou encore de poutres courbes ou des coques [95], comme illustré sur la figure 1.26. Dans ce document, seules les méthodes RIFF et RIC seront utilisées dans le chapitre 3.

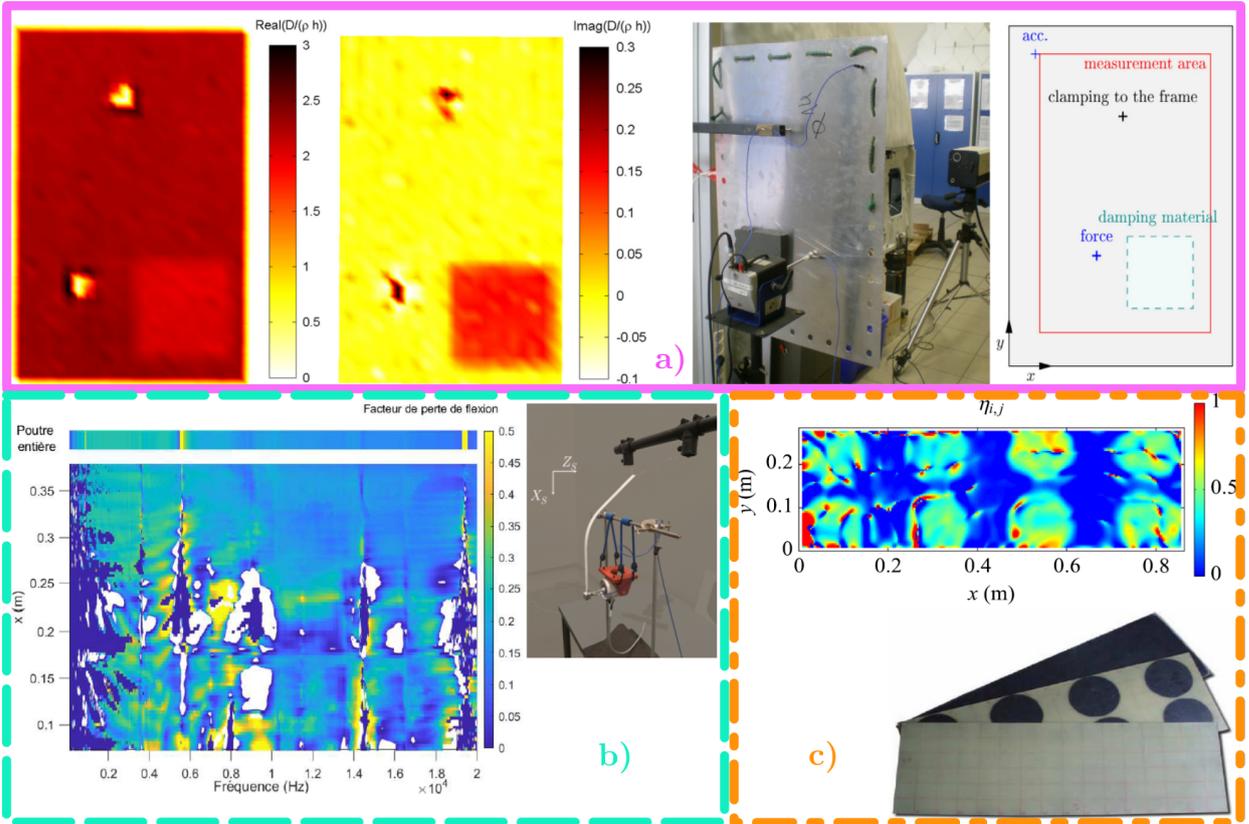


FIGURE 1.26 – Exemple de différentes applications des méthodes de résolution inverse pour la quantification des paramètres apparents de la structure : partie réelle et imaginaire de $D/\rho h$ à l'aide de la méthode RIC à une fréquence [89] a), facteur de perte d'une poutre courbe à l'aide de la méthode RIB [95] b), facteur de perte apparent d'une plaque en matériau composite munie de patches viscoélastiques à l'aide de la méthode RIFF à une fréquence fixée [84] c).

Les avantages de la méthode Résolution Inverse (RI) par rapport à une analyse modale réside dans l'aspect local de la méthode qui permet de s'affranchir des conditions aux limites, mais aussi de pouvoir identifier des paramètres apparents (facteur de perte et module de stockage) sur l'ensemble de la bande de fréquences étudiée et non uniquement aux fréquences de résonances. Dans le chapitre 2, une comparaison est faite entre une analyse modale sur les modes complexes

et la méthode de Résolution Inverse (RI).

1.5 Conclusion

Différents types de mécanismes d'amortissements présentés dans ce premier chapitre sont distingués en deux catégories : les amortissements « internes » et « externes ». Pour chacun de ces mécanismes, des modèles analytiques sont associés pour décrire au mieux leurs comportements en temps ou en fréquence. Le modèle le plus simple utilisé pour décrire les phénomènes d'amortissements est l'amortissement visqueux, car il est linéaire. Certains mécanismes associés aux amortissements externes peuvent être approchés par ce terme général appelé coefficient amortissement visqueux "équivalent", comme l'amortissement apporté par une force de frottement sous-section 1.3.2. Pour quantifier la dissipation présente dans une structure, différentes techniques existent. Beaucoup de méthodes sont basées sur le comportement modal des structures. Certaines techniques sont utilisées pour caractériser le facteur de perte des matériaux. Les méthodes d'identification standard de l'amortissement ne permettent pas de déterminer l'origine interne ou externe du mécanisme d'amortissement présent. Lorsque les structures sont de grandes dimensions, il est préférable d'identifier la dissipation à l'aide de méthode d'identification sur la base de mesure de champs. Ces méthodes identifient localement l'amortissement et donc permettent d'identifier des signatures des effets de dissipations. Enfin, une attention toute particulière est portée sur la méthode RI puisque c'est cette méthode qui sera utilisée par la suite pour quantifier l'amortissement apparent apporté par un matériau amortissant (mousse polyuréthane) sur une structure porteuse (plaque en acier).

D'après la figure 1.6, la méthode RI permet déjà de mettre en évidence des apports d'amortissements sur des structures. L'intérêt de cartographier l'amortissement permet d'observer comment les zones d'amortissement évoluent avec la fréquence (figure 1.26 b)). Il est important de comparer cette méthode avec l'analyse modale pour connaître quelle information la méthode RI peut elle apporter par rapport à une méthode "classique". Dans le chapitre suivant, certains modèles présentés dans ce premier chapitre sont simulés pour quantifier, à l'aide de la méthode RIC, la dissipation induite par divers mécanismes d'amortissements. Cela permettra de savoir si la méthode est adaptée pour identifier la signature des phénomènes physiques qui sont mis en jeu dans les mécanismes de dissipations énergétiques. Ainsi, des premières validations expérimentales pourront être établies, présenté dans le chapitre 3.

Chapitre 2

Domaine d'utilisation de la méthode de Résolution Inverse Corrigée (RIC) pour la détermination de l'amortissement apparent dépendant de l'espace et de la fréquence

2.1 Introduction

De manière générale, l'amortissement est une quantité permettant de déterminer l'énergie dissipée dans un système.

Différents modèles ont été présentés dans le chapitre 1 et permettent de simuler de quelle façon l'énergie se dissipe dans une structure. Chacun de ces modèles caractérise un phénomène physique ayant un effet différent sur la structure étudiée. Cependant, expérimentalement, la distinction de chaque phénomène est difficile à réaliser. Lors de la caractérisation de l'amortissement d'une structure, certains mécanismes peuvent être prédominants.

Dans ce chapitre, nous choisissons d'étudier différents phénomènes de dissipation dans le cas d'une poutre monodimensionnelle qui présente l'avantage d'être très simple à implémenter. L'objectif est de montrer comment l'utilisation de la méthode RIC permet d'identifier un facteur de perte sur la base d'un modèle de poutre simple qui ne prend pas en compte la description physique du comportement de la mousse. Le facteur de perte ainsi identifié est évidemment faux (puisque le modèle ne représente pas la réalité), c'est la raison pour laquelle nous l'appellerons facteur de perte apparent. L'idée est alors d'étudier comment ce paramètre "apparent" évolue en fonction de la fréquence, voire en fonction du niveau vibratoire, pour en extraire des signatures typiques des phénomènes de dissipation mis en jeu. Nous proposons aussi d'ajouter l'identification des caractéristiques élastiques, sous la forme d'un module de stockage apparent dont l'évolution avec la fréquence peut aussi renseigner sur la nature des phénomènes physiques

mis en jeu.

Les résultats de ce chapitre devraient permettre de définir un ou plusieurs protocoles de mesure pour l'identification de l'amortissement sur une structure industrielle décrite dans le chapitre 3.

2.2 Définition des paramètres apparents

Pour définir un protocole de mesure pour le système étudié dans le chapitre 3 (plaque + mousse), un modèle plus simple, soit une poutre surmontée d'un traitement amortissant avec une raideur et un amortissement associé, est utilisé dans ce chapitre. Ce modèle combiné avec la méthode RI permet d'observer des signatures en fréquence et en espace des phénomènes physiques mis en jeu selon la nature du traitement qui interagit avec la poutre. Pour comprendre l'intérêt de l'utilisation de la méthode RI pour ce type de problématique, il est important de définir correctement ce que détermine cette méthode comme information sur le modèle de poutre.

Dans le cas simple où la poutre nue est étudiée, la méthode RI identifie les propriétés structurales de la poutre. Cependant, dans un cas plus complexe où la poutre est surmontée par un traitement amortissant, la méthode ne permet plus d'identifier uniquement les propriétés de la poutre, mais aussi des effets d'amortissement de la matière placée sur celle-ci, comme présenté dans la figure 1.26. Sachant que la méthode RI prend comme seule donnée les déplacements de la poutre, expliquée dans la sous-section 1.4.4, il n'est pas possible de déterminer les paramètres équivalents de l'ensemble du système (poutre + traitement amortissant), comme il peut être effectué avec les méthodes types DMA. Néanmoins, la méthode RI permet d'obtenir les signatures de l'amortissement du système poutre + mousse. Il est donc possible de déterminer des paramètres **apparents**. Pour mieux comprendre le comportement de ce terme, un développement analytique du système bicouche est décrit via une force de couplage à l'interface entre les deux couches.

La figure 2.1 décrit le système étudié faisant apparaître le couplage du traitement amortissant sous la forme d'une distribution de force répartie $F_{couplage}(x, t)$.

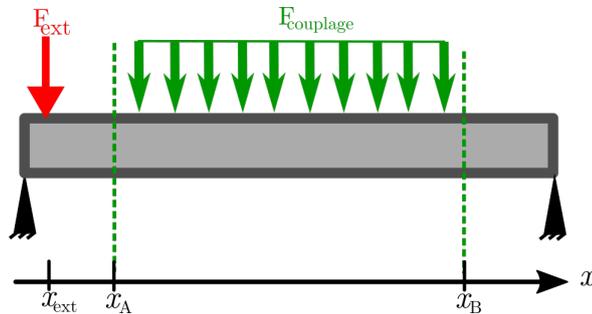


FIGURE 2.1 – Schéma d'une poutre bi-appuyée, d'après les caractéristiques de la tableau 2.1 avec la présence d'une distribution de force répartie $F_{couplage}(x, t)$ due à la présence du traitement et d'un effort $F_{ext}(t)$.

L'équation du mouvement de la poutre s'écrit,

$$\rho S \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \alpha I \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \right) = F_{\text{ext}}(t) \delta(x - x_{\text{ext}}) + F_{\text{couplage}}(x, t), \quad (2.1)$$

où $F_{\text{couplage}}(x, t)$ correspond à la distribution de force exercée par le traitement amortissant sur la poutre ; F_{ext} l'excitation appliquée à la position x_{ext} sur la poutre en dehors de la zone où la force de couplage est présente ; α est un coefficient permettant d'introduire un terme proportionnel à la vitesse de fluctuation des contraintes dans la poutre pour introduire l'amortissement interne, via un modèle d'amortissement de Kelvin-Voigt ; ρ , I , S , E sont respectivement la masse volumique, le moment d'inertie, la surface et le module d'Young de la poutre, avec $w(x, t)$ le déplacement de celle-ci.

2.2.1 Expression analytique du module d'élasticité complexe apparent pour le cas linéaire

Dans le cas d'un comportement visco-élastique du traitement, la distribution de force $F_{\text{couplage}}(x, t)$ pourrait s'écrire sous la forme d'un modèle linéaire avec une raideur K et un coefficient d'amortissement C :

$$\mathcal{F}_{\text{couplage}}(x, t) = \begin{cases} -Kw(x, t) - C\dot{w}(x, t), & \text{si } x_A < x < x_B, \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases} \quad (2.2)$$

L'équation du mouvement dans la zone où la distribution de la force de couplage est différente de 0 s'écrit alors :

$$\rho S \frac{\partial^2 w(x, t)}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \alpha I \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \right) + Kw(x, t) + C\dot{w}(x, t) = 0. \quad (2.3)$$

La résolution de l'équation se fait dans le domaine fréquentiel. La poutre étudiée présente un amortissement hystérétique lié à la dissipation interne du matériau la constituant. Dans le domaine fréquentiel, ce terme fait ressortir le facteur de perte η de la poutre qui est introduit dans l'équation suivante :

$$E(1 + j\eta)I \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + (K + jC\omega)w - \rho S \omega^2 w = 0. \quad (2.4)$$

Cette équation du mouvement peut s'écrire,

$$E(1 + j\eta)I \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = \left[-(K + jC\omega) + \rho S\omega^2 \right] w. \quad (2.5)$$

d'où,

$$w = \frac{E(1 + j\eta)I}{-(K + jC\omega) + \rho S\omega^2} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4}. \quad (2.6)$$

L'expression de w dans équation 2.6 peut alors être substitué dans le deuxième terme de l'équation 2.4, ce qui revient à écrire :

$$E(1 + j\eta)I \left[1 + \frac{(K + jC\omega)}{-(K + jC\omega) + \rho S\omega^2} \right] \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - \rho S\omega^2 w = 0. \quad (2.7)$$

Le module d'élasticité complexe apparent s'identifie par :

$$\boxed{E_{app}^* = E(1 + j\eta) \left[1 + \frac{(K + jC\omega)}{-(K + jC\omega) + \rho S\omega^2} \right]}. \quad (2.8)$$

Donc le module de stockage apparent analytique correspond à $E'_{app} = \Re(E_{app}^*)$,

$$E'_{app} = E + \frac{(EK - \eta C\omega)(-K + \rho S\omega^2) - C\omega(\eta K + EC\omega)}{(-K + \rho S\omega^2)^2 + C^2\omega^2}, \quad (2.9)$$

et le facteur de perte apparent analytique est égale à $\eta_{app} = \frac{\Im(E_{app}^*)}{\Re(E_{app}^*)}$,

$$\eta_{app} = \frac{\eta}{E} + \frac{C\omega(EK - \eta C\omega) + (\eta K + EC\omega)(-K + \rho S\omega^2)}{(-K + \rho S\omega^2)^2 + C^2\omega^2}. \quad (2.10)$$

L'équation 2.8 contient des éléments dépendants fortement de la fréquence. Cela démontre que l'amortissement et la raideur, soit le facteur de perte et le module de stockage apparents, diminueront en fonction de la fréquence, comme illustrés dans la figure 2.2. Il peut être en particulier noté que le terme ajouté à E et η est en $\frac{1}{\omega}$ si $K = 0$ et en $\frac{1}{\omega^2}$ si $C = 0$.

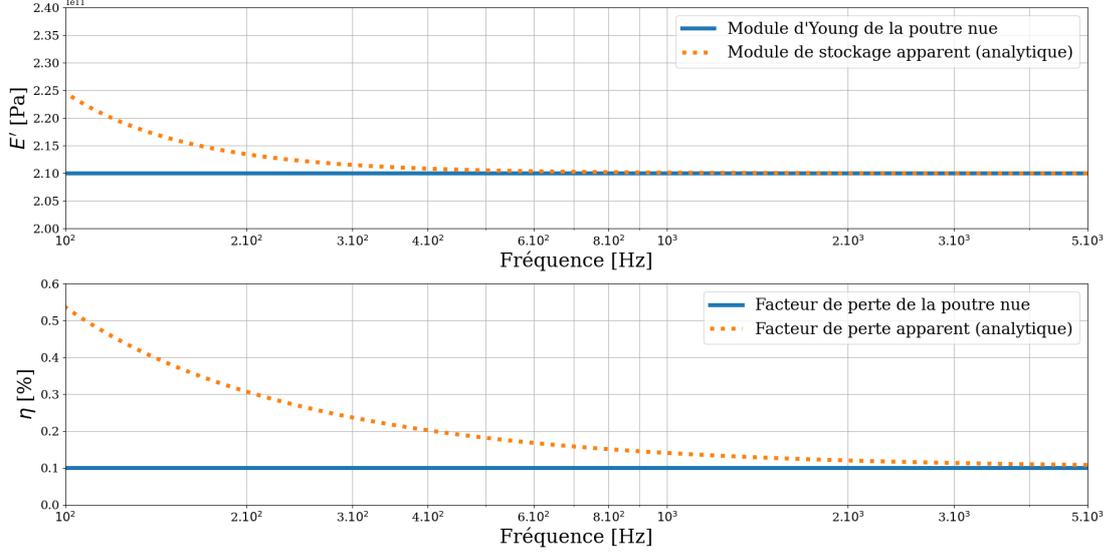


FIGURE 2.2 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence pour une poutre nue (voir tableau 2.1) et avec un traitement amortissant placé dessus, avec une raideur $K = 4000$ [N/m] et un amortissement de $C = 0.4$.

2.2.2 Expression analytique du module d'élasticité complexe apparent pour le cas non-linéaire (frottement)

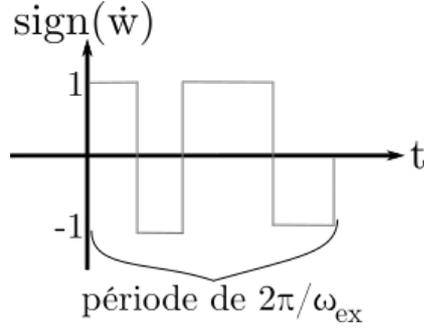
Dans le cas de la prise en compte d'une force de couplage avec du frottement (modèle de Coulomb) la distribution de force reprend l'expression obtenue dans la sous-section 1.3.2,

$$\mathcal{F}_{\text{couplage}}(x, t) = \begin{cases} -\mu_f F_N \text{sign}(\dot{w}(x, t)), & \text{si } x_A < x < x_B, \\ 0 & \text{sinon.} \end{cases} \quad (2.11)$$

L'équation du mouvement de la poutre excitée par un effort harmonique ponctuel s'écrit,

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \alpha I \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \right) + \mu_f F_N \text{sign}(\dot{w}(x, t)) + \rho S \ddot{w}(x, t) = F_{\text{ext}}(t) \delta(x - x_{\text{ext}}), \quad (2.12)$$

avec $\text{sign}(\dot{w})$ représente le signe de la vitesse vibratoire, \dot{w} et \ddot{w} correspondant à la vitesse et l'accélération vibratoire de la poutre. Ce problème étant non linéaire, le déplacement w n'est pas harmonique, mais il est naturel de supposer qu'il est périodique de période $\frac{2\pi}{\omega_{\text{ext}}}$, ω_{ext} la pulsation d'excitation. Le terme $\text{sign}(\dot{w}(x, t))$ correspond à un signal qui prend des valeurs de ± 1 , il est aussi périodique de période $\frac{2\pi}{\omega_{\text{ext}}}$, comme décrit dans la figure 2.3.


 FIGURE 2.3 – Représentation schématique de la fonction $\text{sign}(\dot{w})$.

En dehors des excitations, l'équation 2.12 s'écrit,

$$EI \frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} + \alpha I \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial^4 w(x, t)}{\partial x^4} \right) + \mu_f F_N \text{sign}(\dot{w}(x, t)) + \rho S \ddot{w}(x, t) = 0. \quad (2.13)$$

Une transformée de Fourier de l'équation 2.13 donne :

$$EI(1 + j\eta) \frac{\partial^4 \hat{w}}{\partial x^4} + \mu_f F_N \text{TF}[\text{sign}(\dot{w})] - \rho S \omega^2 \hat{w} = 0, \quad (2.14)$$

avec $\hat{w} = \text{TF}[w]$ et TF signifie Transformée de Fourier, \hat{w} qui correspond à un spectre discret dont la fondamentale est à ω_{ex} . Pour simplifier l'écriture, le terme $jX(\omega) = \text{TF}[\text{sign}(\dot{w})]$ est posé. Il est alors possible d'écrire l'équation 2.14 sous la forme,

$$EI(1 + j\eta) \frac{\partial^4 \hat{w}}{\partial x^4} + j\mu_f F_N X(\omega) - \rho S \omega^2 \hat{w} = 0. \quad (2.15)$$

Donc,

$$\begin{aligned} EI(1 + j\eta) \frac{\partial^4 \hat{w}}{\partial x^4} &= \left(\frac{-j\mu_f F_N X(\omega)}{\hat{w}} + \rho S \omega^2 \right) \hat{w}, \\ \hat{w} &= \frac{EI(1 + j\eta)}{\left(\frac{-j\mu_f F_N X(\omega)}{\hat{w}} + \rho S \omega^2 \right)} \frac{\partial^4 \hat{w}}{\partial x^4}. \end{aligned} \quad (2.16)$$

Cette expression de \hat{w} est réinjectée dans le deuxième terme de l'équation 2.15,

$$EI(1 + j\eta) \left(1 + \frac{j\mu_f F_N X(\omega)}{\hat{w} \left(-j\frac{\mu_f F_N X(\omega)}{\hat{w}} + \rho S \omega^2 \right)} \right) \frac{\partial^4 \hat{w}}{\partial x^4} - \rho S \omega^2 \hat{w} = 0. \quad (2.17)$$

Le module d'élasticité complexe apparent peut s'écrire sous la forme ,

$$E_{app}^* = E(1 + j\eta) \left[1 + \frac{j\mu_f F_N X(\omega)}{(-j\mu_f F_N X(\omega) + \rho S \omega^2) \hat{w}} \right]. \quad (2.18)$$

Le module de stockage apparent analytique est déterminé selon :

$$E'_{app} = \Re(E_{app}^*), \quad (2.19)$$

et le facteur de perte s'écrit :

$$\eta_{app} = \frac{\Im(E_{app}^*)}{\Re(E_{app}^*)}. \quad (2.20)$$

L'équation 2.18 décrit une dépendance des paramètres apparents en fonction du déplacement du système poutre + frotteurs, ainsi qu'une dépendance en fréquence. Cependant, il est difficile d'en extraire un résultat analytique, car le terme $X(\omega)$ est inconnu (il est impossible à ce stade de connaître les instants de changement de signe de la vitesse). La dépendance fréquentielle est ainsi difficile à appréhender, mais il est toutefois possible de se rendre compte que si le niveau vibratoire est élevé, E_{app}^* devrait tendre vers E^* , alors que pour des niveaux faibles le résultat devrait être plus élevé. Toutefois, il peut-être remarqué qu'avec la connaissance du champ de déplacement (qui est la donnée mesurée), la TF de w et la fonction $X(\omega)$ peuvent être calculées, le module d'élasticité complexe apparent pourrait alors être calculé.

2.3 Modèle utilisé pour l'obtention d'un champ de déplacement en vue de la simulation de la méthode RIC

2.3.1 Modèle d'une structure académique : poutre bi-appuyée

Dans cette partie, les paramètres de la poutre, présentée dans la figure 2.1 surmontée par différents éléments sont décrits. Cette poutre en acier est dimensionnée pour une longueur de 1 m, 2 cm de largeur et 1 mm d'épaisseur. Le facteur de perte pris en compte est de 0.1 %. Cette poutre est bi-appuyée et est excitée par une force ponctuelle harmonique avec une fréquence allant de 100 Hz à 5 000 Hz, à 2 cm de l'extrémité gauche de la poutre. La gamme de fréquence choisie est assez étendue avec la prise en compte de 39 modes dans cette plage. Les 6 premiers modes du système ne sont pas présents dans cette bande de fréquences. Les paramètres de simulations sont détaillés dans le tableau 2.1.

Paramètres de la simulation	Valeurs
Longueur L_x	1 [m]
Largeur L_y	0.02 [m]
Épaisseur L_z	0.001 [m]
Masse volumique ρ	7 800 [k.m ⁻³]
Module d'Young E	210 [GPa]
Facteur de perte η	0.1 [%]
Nombre de modes de la base de calcul N	75
Force F	1 [N]
Position de la source x_{ext}	0.02 [m]
Pas spatial de discrétisation de la poutre Δx	0.002 [m]
Pas spatial de discrétisation des éléments répartis $\Delta x_c = \Delta x$	0.002 [m]
Zone d'identification x_{ident}	0.1- 0.9 [m]

TABLEAU 2.1 – Paramètres de simulation pour le cas d'une poutre en acier et pour des éléments répartis.

Des éléments de types : ressorts, amortisseurs visqueux ou frotteurs sont distribués sur certaines zones de la poutre, comme illustré dans la figure 2.4. Aucun bruit numérique n'est ajouté dans les simulations. L'idée n'est pas de reproduire des conditions de mesures ni de proposer un modèle représentatif de l'application industrielle (assemblage d'une plaque et d'une mousse), mais de comparer les informations fournies par un indicateur local identifié par la méthode RIC à celles fournies par un indicateur global issu d'une analyse modale de la structure, ce dernier étant très souvent considéré lorsqu'il s'agit de caractériser l'amortissement d'une structure industrielle.

La figure 2.4 décrit le système étudié avec les positions de M éléments répartis sur la poutre. Le nombre d'éléments répartis dépendant de la zone dans laquelle ils sont placés, ces différentes zones sont décrites dans la section 2.4. La distance entre chaque élément réparti correspond au pas spatial de discrétisation de la poutre Δx , soit plus la zone prise en compte est importante, plus le nombre d'élément est important.

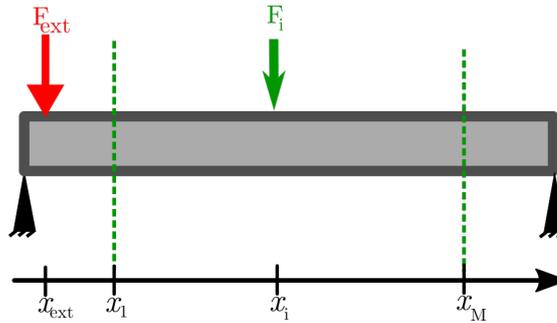


FIGURE 2.4 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec la position des éléments répartis entre x_1 et x_M représenté par une force F_i due à la présence du traitement et d'un effort F_{ext} .

Pour quantifier la rigidité et l'amortissement de la structure, la méthode RIC est utilisée. Comme aucun bruit n'est pris en compte dans les simulations, il n'est pas nécessaire de régulariser le problème inverse. Mais la correction des schémas aux différences finies va permettre d'améliorer l'identification dans les hautes fréquences, pour cela 10 itérations sont effectuées afin d'obtenir un nombre d'onde de flexion pour chaque fréquence. Une zone d'identification est choisie, de manière à ce que celle-ci soit assez importante pour permettre de quantifier l'amortissement sur une large bande de fréquences. Ici, la zone d'identification pour toutes les simulations est définie dans l'intervalle x_{ident} allant de 0.1 m à 0.9 m.

Les déplacements de la poutre comprenant divers éléments répartis sont obtenus à partir de deux méthodes modales de résolution numérique, implémentées sous Python. La première est une méthode fréquentielle, permettant de décrire le mouvement de la poutre pour des éléments linéaires : amortisseurs visqueux, ressorts et éléments de Kelvin-Voigt. La deuxième est une méthode temporelle, permettant de prendre en compte des mécanismes d'amortissement non linéaires (éléments frotteurs).

2.3.2 Utilisation de la méthode de résolution modale pour des éléments linéaires (Kelvin-Voigt, amortisseur seul ou ressort seul)

Pour simuler les déplacements transverses $w(x, t)$ du système, la méthode de superposition modale (ou méthode modale normale) de modes réels d'un système non amorti est utilisée. Les

pulsations propres non amorties ω_n , les déformées modales $\phi_n(x)$ et les masses modales m_n du système étudié [4] s'écrivent respectivement,

$$\omega_n = \sqrt{\frac{EI}{\rho S} \left(\frac{n\pi}{L}\right)^4}, \quad (2.21)$$

$$\phi_n(x) = \sin\left(\frac{n\pi x}{L}\right), \quad (2.22)$$

$$m_n = \frac{\rho SL}{4}. \quad (2.23)$$

Les déplacements transverses $w(x, t)$ peuvent alors être exprimés sous la forme d'une série modale,

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^N \phi_n(x) q_n(t) = \mathbf{\Phi}(x)^T \mathbf{q}(t), \quad (2.24)$$

où $\mathbf{q}(t) = [q_1(t) \ \cdots \ q_N(t)]^T$ est le vecteur des coordonnées modales et $\mathbf{\Phi}(x) = [\phi_1(x) \ \cdots \ \phi_N(x)]^T$ est un vecteur colonne contenant les déformées modales évaluées à la position x , allant jusqu'au $N^{\text{ième}}$ mode. La projection de l'équation 2.1 sur les modes propres de la poutre aboutit à un système d'équations modales,

$$\boxed{\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{\Phi}(x_{ext})F_{ext}(t) + \sum_{i=1}^M \mathbf{\Phi}(x_i)\mathcal{F}_i(t)}, \quad (2.25)$$

où $\mathbf{M} = \text{diag}(m_n)$ et $\mathbf{K} = \text{diag}(m_n\omega_n^2)$ sont respectivement les matrices de masse modale et de raideur modale. Dans l'équation 2.25, l'amortissement interne de la poutre est pris en compte en introduisant pour chaque mode un taux d'amortissement ξ_n , ce qui conduit à l'apparition d'une matrice d'amortissement $\mathbf{C} = \text{diag}(2m_n\xi_n\omega_n)$.

Si les éléments placés sur la poutre sont très raidissants ou amortissants, la base modale a besoin d'être riche pour converger. La figure 2.5 décrit la convergence de la base modale pour un nombre de modes N de 25, 75 et 100 modes. Pour l'évolution en fréquence, la convergence du déplacement est observée au point situé en $x = 0.51$ [m].

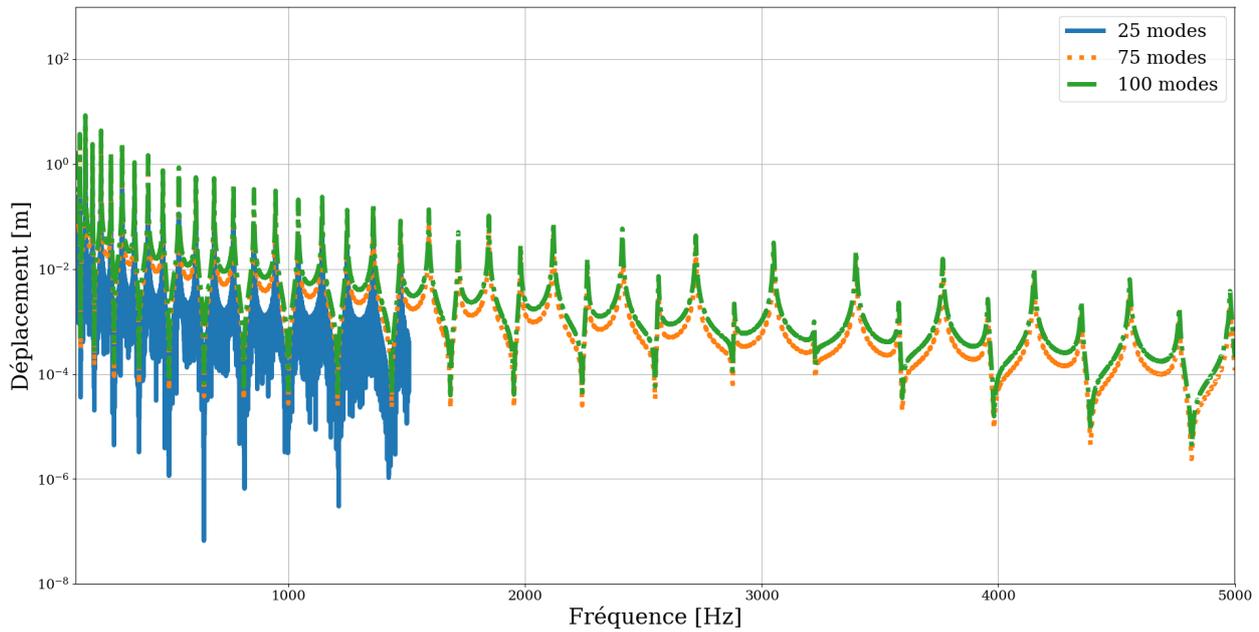


FIGURE 2.5 – Déplacement de la poutre surmontée par des éléments raidissant sur toute sa longueur en fonction de la fréquence en un point (0.51 m) pour une base modale de 25, 75 ou 100 modes.

Dans le cas de cette étude la convergence à 75 modes semble être suffisante pour la bande de fréquence étudiée, qui s'étend jusqu'à 5 000 Hz. Deux méthodes sont utilisées par la suite une méthode global, à l'aide d'une base modale complexe, et une méthode locale avec la méthode RIC dans le cas d'éléments "linéaires", comme décrites dans la figure 2.6.

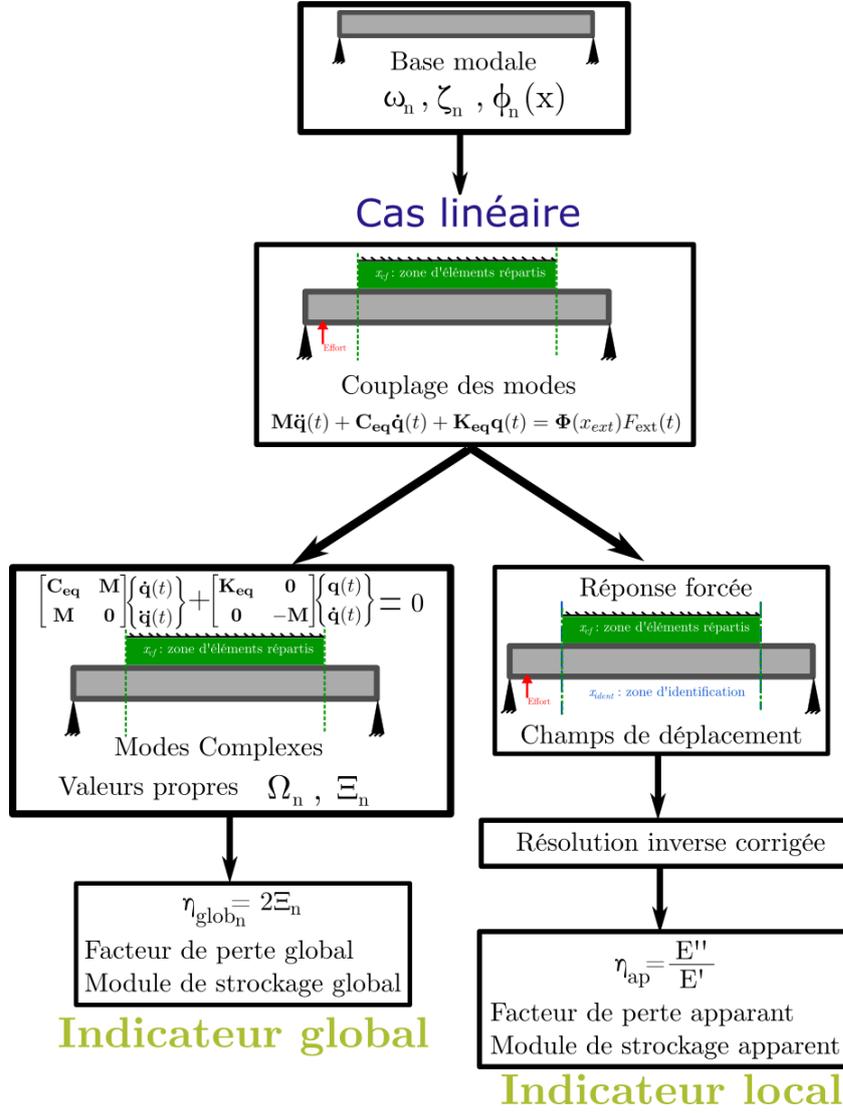


FIGURE 2.6 – Principe de la détermination des indicateurs globaux et locaux dans le cas d'élément ajouté linéaire.

Dans le cas où les éléments ajoutés à la poutre bi-appuyée ont un comportement linéaire, comme l'élément Kelvin-Voigt, l'effort appliqué à la position x_i a pour expression,

$$\mathcal{F}_i(t) = -kw(x_i, t) - c\dot{w}(x_i, t). \quad (2.26)$$

Cet effort peut aussi s'exprimer en faisant intervenir les coordonnées modales,

$$\mathcal{F}_i(t) = -k\Phi(x_i)^T \mathbf{q}(t) - c\Phi(x_i)^T \dot{\mathbf{q}}(t). \quad (2.27)$$

L'équation 2.25 s'écrit alors,

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \Phi(x_{ext})F_{ext}(t) - \sum_{i=1}^M \left(k\Phi(x_i)\Phi(x_i)^T\mathbf{q}(t) + c\Phi(x_i)\Phi(x_i)^T\dot{\mathbf{q}}(t) \right) \quad (2.28)$$

En rassemblant les termes de raideurs et d'amortissements ajoutés dans les matrices de raideur et d'amortissement, l'équation 2.28 peut être réduite à,

$$\boxed{\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{C}_{eq}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}_{eq}\mathbf{q}(t) = \Phi(x_{ext})F_{ext}(t)}, \quad (2.29)$$

avec

$$\mathbf{K}_{eq} = \mathbf{K} + \sum_{i=1}^M k\Phi(x_i)\Phi(x_i)^T, \quad (2.30)$$

$$\mathbf{C}_{eq} = \mathbf{C} + \sum_{i=1}^M c\Phi(x_i)\Phi(x_i)^T. \quad (2.31)$$

Les matrices \mathbf{C}_{eq} et \mathbf{K}_{eq} sont généralement pleines de telle sorte que la présence des éléments Kelvin-Voigt se traduit par des couplages intermodaux.

Le cas d'un amortissement ajouté seul (ou d'une raideur ajoutée seule) est un cas particulier de Kelvin-Voigt pour lequel $k = 0$ (ou $c = 0$, respectivement).

L'équation 2.29 peut être résolue dans le domaine fréquentiel, de façon à calculer la réponse forcée de la structure et ainsi fournir des données d'entrée à la méthode de résolution inverse. Le calcul du champ de déplacement est détaillé dans la section 2.3.2. Par ailleurs, il est possible de calculer les solutions de l'équation 2.17 en l'absence d'excitation ($F_{ext} = 0$), ce qui revient à chercher les modes propres du système dissipatif. Ce calcul, également détaillé par la suite, permet d'obtenir les taux d'amortissement associés aux différents modes.

Résolution fréquentielle

En régime harmonique, l'effort extérieur et les coordonnées modales s'écrivent respectivement,

$$F_{ext} = F_0 \cos(\omega t) = \Re[F_0 e^{j\omega t}], \quad (2.32)$$

$$q_n(t) = \Re[Q_n e^{j\omega t}]. \quad (2.33)$$

Alors, l'équation 2.29 peut s'écrire sous la forme,

$$\underbrace{[-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C}_{eq} + \mathbf{K}_{eq}]}_{\mathbf{D}(\omega)} \mathbf{q}(\omega) = \Phi(x_{ext}) F_0, \quad (2.34)$$

où \mathbf{D} représente la matrice dynamique comprenant les matrices modales de masse, d'amortissement apparent et de raideur apparente.

À partir l'équation 2.34, il est alors possible de déterminer les coordonnées modales de la structure pour chaque fréquence soit,

$$\mathbf{q}(\omega) = \mathbf{D}(\omega)^{-1} \Phi(x_{ext}) F_0. \quad (2.35)$$

Ainsi, le déplacement en chaque point de la poutre pour différentes fréquences s'écrit,

$$w(x, \omega) = \sum_{n=1}^N q_n(\omega) \Phi_n(x). \quad (2.36)$$

Cette méthode de calcul de réponse par superposition modale nécessite l'utilisation d'une base tronquée de modes propres. En général, il est considéré que l'erreur de troncature est négligeable lorsque la fréquence propre du dernier mode de la base est au moins 1,5 fois supérieure à la fréquence maximale de calcul de la réponse du système. Dans le cas du calcul de la réponse à un effort ponctuel, il est classique d'ajouter dans la base un terme de correction qui tient compte de la raideur statique des modes propres non retenus [5]. Par ailleurs, lorsque la structure étudiée présente d'importants effets non-structuraux, comme des forts niveaux d'amortissement localisés, un grand nombre de modes propres est alors nécessaire pour limiter les erreurs d'approximation [97]. Cette condition n'est pas toujours suffisante et des imprécisions importantes peuvent être observées dans les réponses déterminées [17]. Pour corriger ces imprécisions, des techniques d'enrichissement de la base sont proposées par Plouin et Balmès [98], ce que nous n'avons pas

choisi de faire ici.

Le taux d'amortissement modal est déterminé en calculant les modes complexes de la structure, à l'aide de l'équation du mouvement (équation 2.29), sans second membre, transformée en équation d'état,

$$\mathbf{A}\dot{\mathbf{z}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{z}(t) = 0, \quad (2.37)$$

$$\text{avec } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{\text{eq}} & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & \mathbf{0} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\text{eq}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{M} \end{bmatrix} \text{ et } \mathbf{z}(t) = \begin{Bmatrix} \mathbf{q}(t) \\ \dot{\mathbf{q}}(t) \end{Bmatrix}.$$

Après résolution du problème aux valeurs propres $(\mathbf{A}\lambda + \mathbf{B})\mathbf{Z} = 0$, où \mathbf{Z} correspond à l'amplitude de $z(t) = Ze^{j\omega t}$, il est possible de déterminer les pulsations propres Ω_n et les taux d'amortissement Ξ_n modaux, à partir des valeurs propres $\lambda_n = \alpha_n + i\beta_n$,

$$\boxed{\Omega_n = \sqrt{\alpha_n^2 + \beta_n^2}, \quad \Xi_n = \frac{-\alpha_n}{\Omega_n}.} \quad (2.38)$$

Ainsi, le facteur de perte de la structure est déterminé à l'aide des taux d'amortissements modaux [44]. Ce qui permet d'écrire $\eta_{glob_n} = 2\Xi_n$. De plus, le module d'élasticité global est déterminé à l'aide des pulsations propres amorties, d'après équation 2.21,

$$E_{glob_n} = \left(\frac{L}{n\pi}\right)^4 \frac{\Omega_n^2 \rho S}{I}. \quad (2.39)$$

Les propriétés apparentes identifiées avec la méthode RIC, à l'aide du déplacement sur chaque point de la poutre déterminé par l'équation 2.36 pour les modes réels, sont comparées aux propriétés calculées à l'aide des équations 2.38 et 2.39 dans le cas de modes complexes. Le domaine de validité fréquentiel pour les modes réels est directement dépendant de la méthode RIC.

2.3.3 Utilisation de la méthode de résolution modale pour des éléments non-linéaires (frottement)

Dans le cas d'un élément frottant (modèle de Coulomb) la force appliquée à la position x_i reprend l'expression obtenue dans la sous-section 1.3.2,

$$\mathcal{F}_i(t) = -\mu_f F_N \text{sign}(\dot{w}(x_i, t)). \quad (2.40)$$

Il n'est pas alors possible d'aboutir à une équation similaire à l'équation 2.29. Une résolution de l'équation 2.25 dans le domaine temporel sera effectuée par la suite.

Résolution temporelle

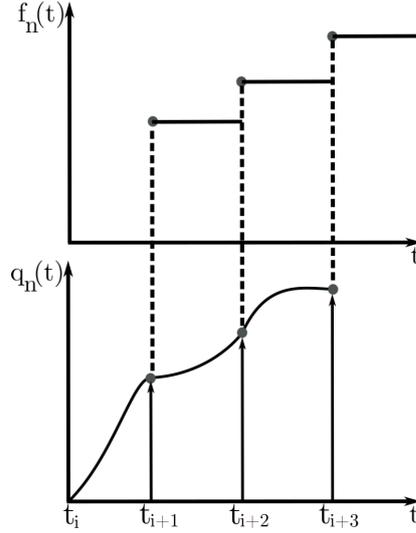


FIGURE 2.7 – Principe de la méthode de la force constante par morceaux.

En s'appuyant sur l'équation 2.25, il est possible d'utiliser la méthode d'interpolation de proche en proche, aussi connue sous le nom de méthode de la force constante par morceau, représentée sur la figure 2.7. Cette méthode considère entre chaque pas de temps que l'effort extérieur est constant par morceaux [4, 99], comme illustrée sur la figure 2.7. L'équation du mouvement (équation 2.25) d'une structure amortie est une équation différentielle de second ordre, avec comme conditions initiales : $q_n(0) = q_{n,0}$ et $\dot{q}_n(0) = \dot{q}_{n,0}$. Les solutions homogène q_n^h et particulière q_n^p sont données par,

$$q_n^h = e^{-\xi_n \omega_n (t-t_i)} [A_i \cos(\omega_{d,n}(t-t_i)) + B_i \sin(\omega_{d,n}(t-t_i))], \quad (2.41)$$

$$q_n^p = \frac{f_n}{m_n \omega_n^2}. \quad (2.42)$$

À partir des solutions homogène 2.41 et particulière 2.42, ainsi que des conditions initiales, le déplacement et la vitesse au temps t_{i+1} s'écrivent,

$$\begin{aligned} q_{n,i+1} &= e^{-\xi_n \omega_n \Delta t} [A_i \cos(\omega_{d,n} \Delta t) + B_i \sin(\omega_{d,n} \Delta t)] + \frac{f_n}{\omega_n^2}, \\ \dot{q}_{n,i+1} &= e^{-\xi_n \omega_n \Delta t} [B_i (\omega_{d,n} \cos(\omega_{d,n} \Delta t) - \xi_n \omega_n \sin(\omega_{d,n} \Delta t)) - A_i (\xi_n \omega_n \cos(\omega_{d,n} \Delta t) + \omega_{d,n} \sin(\omega_{d,n} \Delta t))]. \end{aligned} \quad (2.43)$$

Il est alors possible d'écrire le schéma explicite,

$$\begin{aligned} q_{n,i+1} &= A_{11}q_{n,i} + A_{12}\dot{q}_{n,i} + A_{13}f_n, \\ \dot{q}_{n,i+1} &= A_{21}q_{n,i} + A_{22}\dot{q}_{n,i} + A_{23}f_n, \end{aligned} \quad (2.44)$$

avec les coefficients suivants,

$$\begin{aligned} A_{11} &= e^{-\xi_n\omega_n\Delta t} \left[\cos(\omega_{d,n}\Delta t) + \frac{\xi_n\omega_n}{\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t) \right], & A_{21} &= e^{-\xi_n\omega_n\Delta t} \left[\frac{\omega_n^2}{\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t) \right], \\ A_{12} &= e^{-\xi_n\omega_n\Delta t} \frac{1}{\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t), & A_{22} &= e^{-\xi_n\omega_n\Delta t} \left[\cos(\omega_{d,n}\Delta t) \right. \\ & & & \left. - \frac{\xi_n\omega_n}{\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t) \right], \\ A_{13} &= \frac{1}{m_n\omega_n^2} - e^{-\xi_n\omega_n\Delta t} \left[\frac{1}{m_n\omega_n^2} \cos(\omega_{d,n}\Delta t) \right. \\ & \quad \left. + \frac{\xi_n}{m_n\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t) \right], & A_{23} &= \frac{1}{m_n\omega_{d,n}} \sin(\omega_{d,n}\Delta t) e^{-\xi_n\omega_n\Delta t}. \end{aligned} \quad (2.45)$$

À partir des pulsations propres (équation 2.21), des pseudo-pulsations ($\omega_{d,n} = \omega_n \sqrt{1 - \xi_n^2}$), des taux d'amortissement ($\xi_n = \frac{\eta}{2}$) d'un système sous amorti et du pas de temps Δt , il est possible de calculer les coordonnées modales $q_{n,i+1}$ et $\dot{q}_{n,i+1}$. Afin d'obtenir les déplacements pour chaque fréquence, le produit entre les coordonnées modales et les déformées modales est effectué,

$$w(x, t) = \sum_{n=1}^N q_n(t) \phi_n(x),$$

puis une transformée de Fourier discrète (FFT) est appliquée, de façon à observer ce qui est fait lorsque le spectre du déplacement mesuré est enregistré. Bien entendu, le spectre obtenu résulte d'une fuite spectrale due à la forte non linéarité. Une excitation harmonique n'engendrera pas une réponse harmonique par exemple.

Ainsi, à partir du déplacement pour chaque fréquence, la méthode RIC est utilisée pour déterminer le module de stockage et le facteur de perte apparents de la structure. Les résultats obtenus pour les différentes simulations sont présentés dans la section suivante.

2.4 Identification de différents éléments répartis avec la méthode RIC

Pour quantifier les effets des éléments répartis (amortisseurs visqueux, ressorts, Kelvin-Voigt et frotteurs) dans le domaine fréquentiel et spatial, chaque élément est étudié séparément, puis combiné. Différents scénarii avec diverses tailles de la zone d'éléments distribués et/ou différents éléments (comme présentée sur la figure 2.8) sont testés pour valider l'utilisation de la méthode RIC pour la caractérisation de l'amortissement.

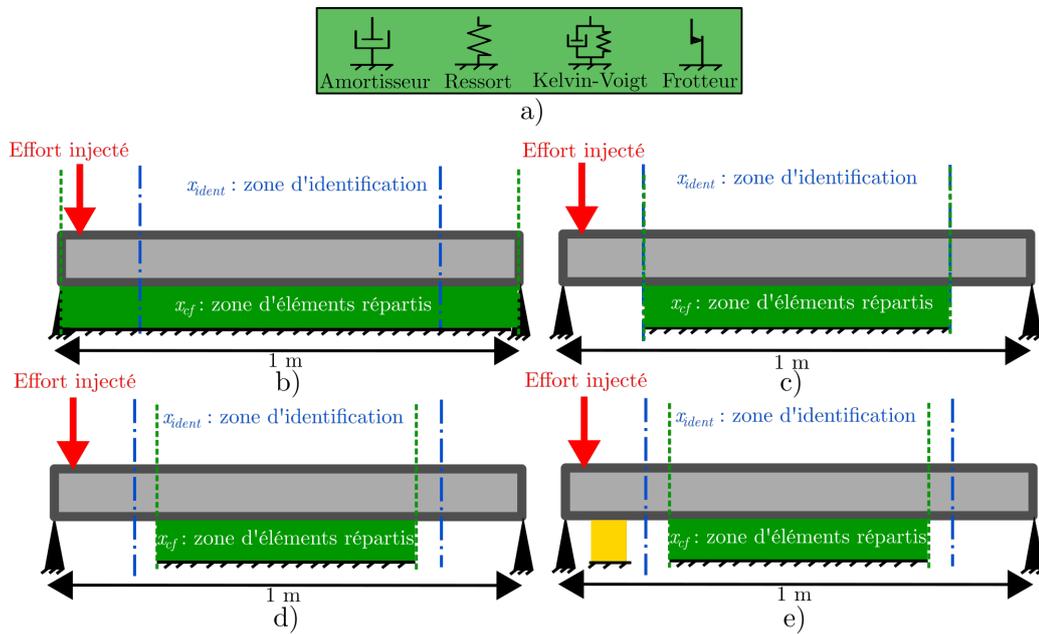


FIGURE 2.8 – Schéma d'une poutre bi-appuyée comprenant une zone d'identification fixe de la méthode RIC allant de 0.1 à 0.9 m, et différentes zones d'éléments distribués : liste des éléments étudiés a), distribution sur l'ensemble de la poutre b), distribution sur une zone identique à celle de l'identification c), distribution sur une zone inférieure à celle de l'identification d) et distribution sur une zone inférieure à celle de l'identification avec un élément à l'extérieur de la zone d'identification e).

Dans les configurations considérant des éléments amortisseurs visqueux répartis, les quatre scénarii présentés dans la figure 2.8 sont testés. Pour les autres éléments distribués (ressort et élément Kelvin-Voigt), seuls les scénarii b) et d) sont testés. Dans le cas des éléments frotteurs, les scénarii c) et d) sont testés.

Par la suite, les propriétés des matériaux étudiés sont : le module d'Young E et le facteur de perte η de la poutre, présentés dans le tableau 2.1 ; le module d'Young $E_{poutreeq}$ et le facteur de perte $\eta_{poutreeq}$ de la poutre seule, identifiés par la méthode RIC ; le module de stockage

apparent E'_{eq} et le facteur de perte apparent η_{eq} de la poutre avec les éléments répartis, identifiés par la méthode RIC ; le module d'élasticité global E_{glob_n} et le facteur de perte global η_{glob_n} , déterminés par les équations 2.38 et 2.39. Les paramètres globaux sont déterminés uniquement lors de l'utilisation de la résolution fréquentielle et selon les modes du système étudié. Pour comparer à partir d'un terme d'amortissement unique, les taux d'amortissements modaux Ξ_n de l'équation 2.38 sont ramenés à des facteurs de perte globaux.

2.4.1 Identification des propriétés en fonction de la fréquence

La première configuration étudiée est constituée d'une répartition d'amortisseurs visqueux sur l'ensemble de la poutre bi-appuyée, avec un coefficient d'amortissement de $0.011 \text{ N.m}^{-1}.\text{s}$ pour chaque élément. Le système est schématisé sur la figure 2.9.

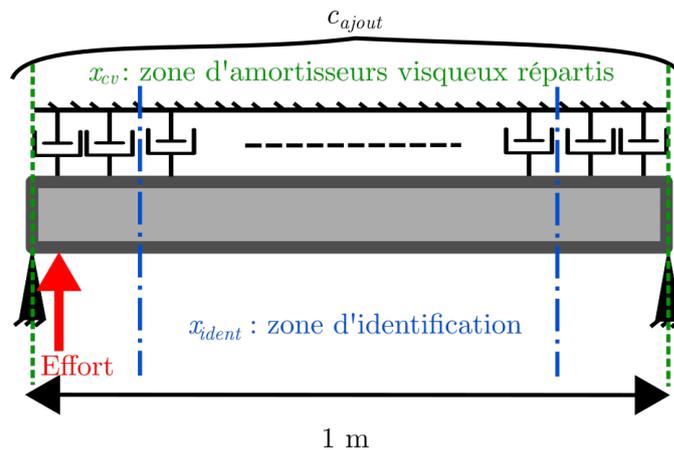


FIGURE 2.9 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des amortisseurs visqueux répartis sur la totalité de la poutre, et une zone d'identification de la méthode RIC de 0.1 à 0.9 m.

Les résultats présentés sur la figure 2.10 donnent le module d'Young de la poutre seule, le module d'Young de la poutre seule déterminé avec RIC, et le module de stockage de la poutre avec les amortisseurs déterminé avec RIC. Le module d'élasticité global de la poutre avec les amortisseurs déterminé d'après l'équation 2.39 est aussi présenté sur la figure 2.10 a). Le facteur de perte de la poutre seule et celui déterminé par RIC sont présentés sur la figure 2.10, ainsi que le facteur de perte apparent de la poutre avec les amortisseurs dans la zone d'identification déterminé par RIC. Enfin, le facteur de perte global (poutre + amortisseurs) déterminé, d'après les taux d'amortissement modaux calculés selon l'équation 2.38 est illustré sur la figure 2.10 b). Ces résultats sont tous définis en fonction de la fréquence. L'ensemble des résultats obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats

pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti.

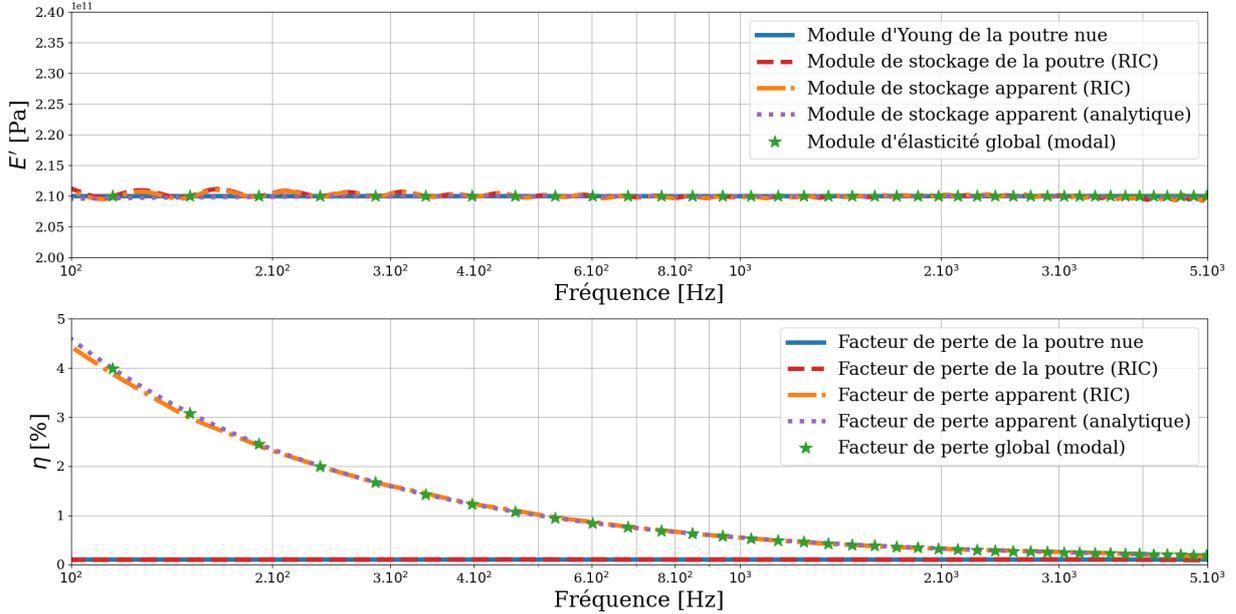


FIGURE 2.10 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis sur toute la longueur de la poutre (figure 2.9).

Dans le cas de la poutre seule, la méthode RIC identifie correctement le module d'Young de la poutre sur toute la bande de fréquence. Le module de stockage apparent calculé avec la méthode RIC pour la poutre contenant les amortisseurs visqueux correspond au module d'Young de la poutre seule, sur l'ensemble de la bande de fréquence. Le module de stockage est également identique au module d'élasticité global. Ce module d'élasticité global est apparent au module d'Young de la poutre seule car aucune raideur n'a été ajoutée dans le système. En présence d'amortisseurs visqueux, le module d'élasticité de la poutre est inchangé. Le modèle analytique ne décrit aucune variation du module de stockage.

Le facteur de perte de la poutre seule est clairement déterminé par la méthode RIC à 0.1%. Quant au facteur de perte apparent du système complet (poutre + amortisseurs), il décroît lorsque la fréquence augmente, tout comme le facteur de perte global, jusqu'à atteindre la valeur de 0.1% vers 2 000 Hz. Le facteur de perte global et le facteur de perte apparent sont identiques. Le modèle analytique du facteur de perte apparent décrit la même tendance que les facteurs globaux et locaux. Comme décrit dans l'équation 2.8, lorsqu'un élément amortissant est appliqué sur la poutre, il y a une dépendance du facteur de perte apparent en fonction de la fréquence en ω^2 .

2.4.2 Identification des propriétés en fonction de l'espace

Avec la méthode RIC, il est possible de cartographier les module de stockage et facteur de perte apparents sur la zone d'identification de la poutre avec les amortisseurs, comme illustrée sur la figure 2.11, pour l'ensemble de la bande de fréquence étudiée, soit entre 100 Hz et 5 000 Hz. Pour cela, l'équation du mouvement est résolue selon la méthode des moindres carrés sur tout le domaine des fréquences et pour chaque point.

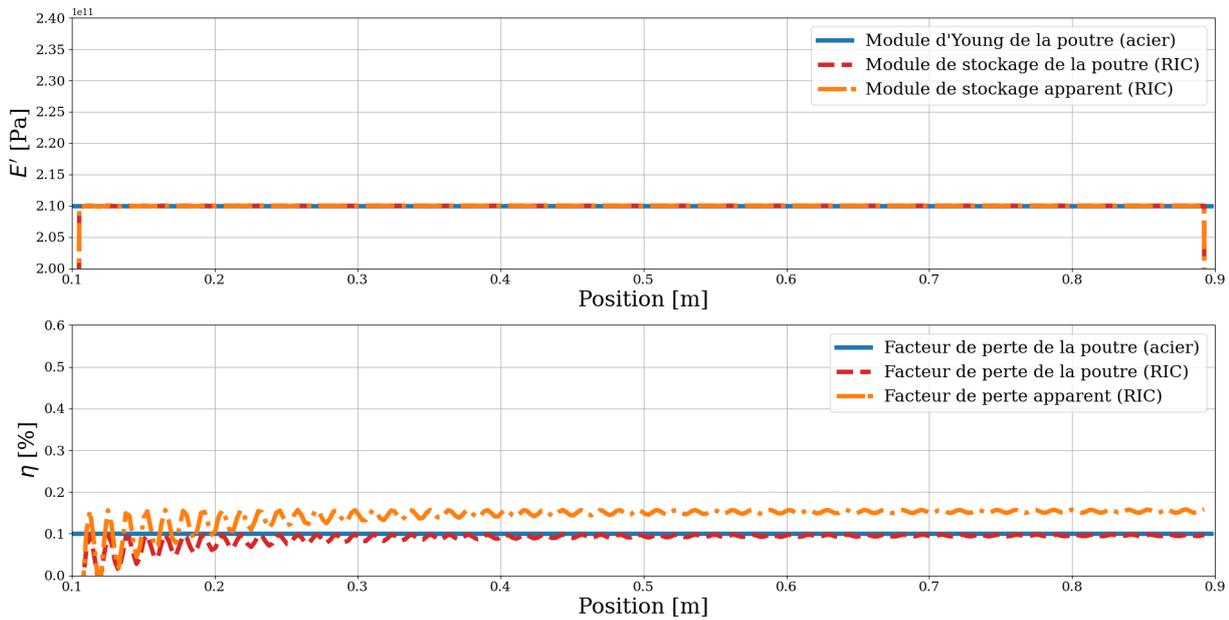


FIGURE 2.11 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la position pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis sur toute la longueur de la poutre (figure 2.9), avec une zone d'identification allant de 0.1 à 0.9 m, moyenné sur la bande de fréquence de 100 Hz à 5 000 Hz.

L'identification du module de stockage de la structure (poutre + amortisseurs) et du module d'Young de la poutre seule, identifiés par la méthode RIC, sont similaires au module d'Young de la poutre seule. Seuls les résultats obtenus aux extrémités de la zone d'identification ne sont pas semblables au module d'Young. Cela est dû aux schémas aux différences finies de la méthode RIC, qui fonctionne sur le principe d'un schéma centré à cinq points. Par conséquent, les valeurs en deux points à chaque extrémité sont fausses. Le module de stockage apparent obtenu est continu sur l'intégralité de la poutre, donc les amortisseurs n'ont pas d'impact sur l'estimation de celui-ci.

Le facteur de perte de la poutre seule, identifié par la méthode RIC, correspond à celui du facteur de perte de la poutre seule en acier. Pour le facteur de perte apparent de la poutre

avec des amortisseurs, une valeur plus importante que l'amortissement de la plaque seule est visible. Sur toute la bande de fréquences les amortisseurs visqueux apportent un facteur de perte moyenné de 0.15 % d'amortissement en plus.

Cette première étude permet de valider la méthode RIC pour quantifier le module de stockage, ainsi que l'amortissement même si ce dernier est faible dans l'équation du mouvement hors des résonances. Le facteur de perte apparent est quantifié à toutes les fréquences et non pas uniquement aux fréquences propres du système, par rapport aux taux d'amortissements modaux. Aucune différence entre les facteurs de perte global et apparent n'est observée. Enfin, l'avantage de cette méthode est la possibilité de cartographier le module de stockage et l'amortissement sur la zone d'identification pour l'ensemble des fréquences.

Dans la suite, la façon de représenter les résultats (figures 2.10 et 2.11) est répétée afin de représenter les résultats du module de stockage et de l'amortissement en fréquence et en espace.

2.4.3 Amortisseurs visqueux répartis sur toute la zone d'identification

Dans ce cas, les amortisseurs visqueux sont répartis uniquement sur la zone servant à l'identification, comme illustrée sur la figure 2.12. Le coefficient des amortisseurs visqueux est le même que précédemment, ainsi que l'emplacement et l'amplitude de l'effort injecté dans la structure.

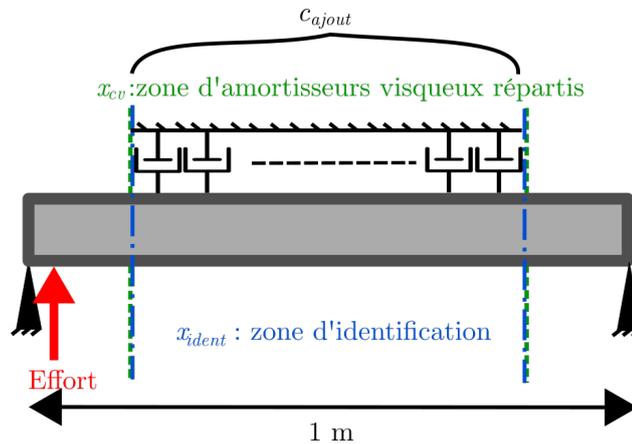


FIGURE 2.12 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des amortisseurs visqueux répartis sur une zone identique à celle de l'identification réalisée pour la méthode RIC.

Les résultats obtenus pour le module de stockage et l'amortissement sont présentés en fonction de la fréquence et de la position, sur la figure 2.13.

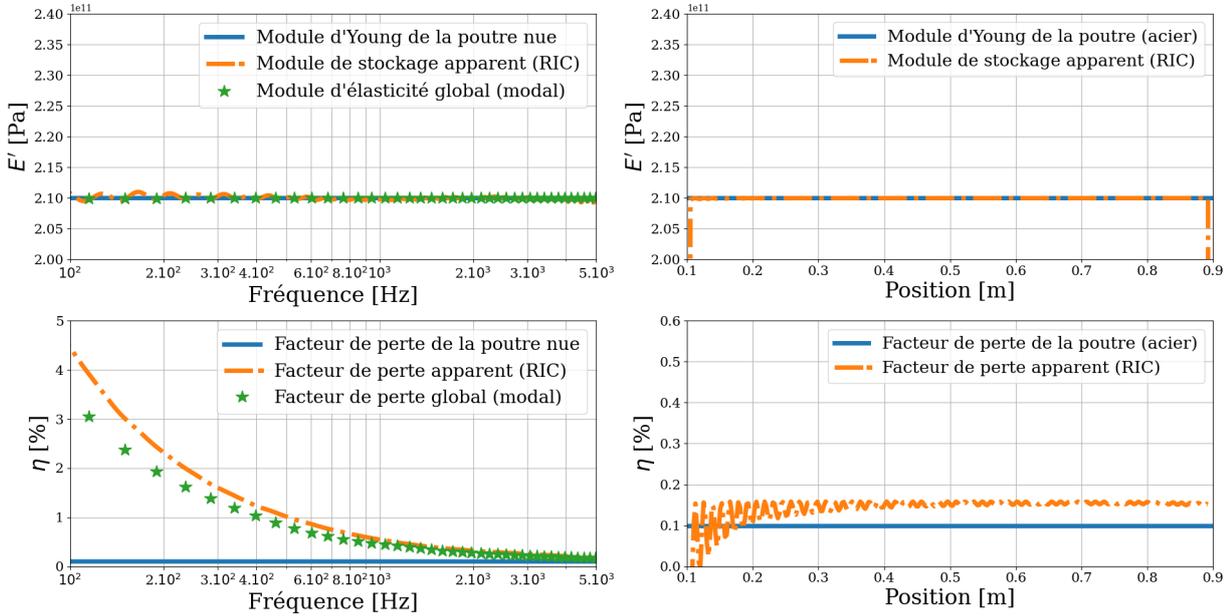


FIGURE 2.13 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis entre 0.1 m et 0.9 m (Figure 2.12).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Le module de stockage apparent de la structure (poutre + amortisseurs) est identique au module d'Young de la poutre en acier sur l'ensemble de la bande de fréquences. Dans l'analyse spatiale, le module de stockage et le module d'Young sont comparables, sauf pour l'identification aux extrémités. Cela est lié aux schémas aux différences finies comme décrit dans le système précédent.

Les résultats obtenus en fonction de la fréquence montrent que le facteur de perte apparent est supérieur au facteur de perte global, mais il est identique aux résultats obtenus pour la figure 2.9, où les amortisseurs visqueux sont répartis sur l'ensemble de la poutre. L'amortissement global de la structure ne peut être identique au facteur de perte apparent car cette fois-ci il n'y a plus d'amortisseurs en dehors de la zone d'identification de la méthode RIC. Cela signifie que l'amortissement global est bien moins important que dans le cas précédent, puisque le facteur de perte global quantifie la dissipation sur l'ensemble de la structure, alors que la détermination par

la méthode RIC est faite dans la zone d'identification (0.1 à 0.9 m). Dans la zone d'identification, l'amortissement n'a pas changé, il est donc normal de retrouver le même facteur de perte. Cette situation souligne l'aspect localisé de la méthode RIC. Pour la cartographie, le facteur de perte apparent est identique au cas précédent, la même augmentation de 0.15% est observée.

En conclusion, dans cette étude l'aspect local de la méthode RIC est vérifié. La distinction entre les paramètres d'amortissement globaux et locaux est observée. Pour décrire l'amortissement global, le terme de facteur de perte global est utilisé, tandis que dans le cas d'un amortissement localisé, il est nécessaire de décrire la zone identifiée comme une unique structure avec un module de stockage et un facteur de perte apparent associés.

2.4.4 Amortisseurs visqueux répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification

Dans cette partie, les amortisseurs visqueux sont répartis en deux zones d'amortissement, allant de 25 à 35 cm et de 65 à 75 cm. Le coefficient d'amortissement des amortisseurs est identique aux simulations précédentes, ainsi que l'emplacement et l'amplitude de l'effort extérieur. La figure 2.14 présente le nouveau système étudié.

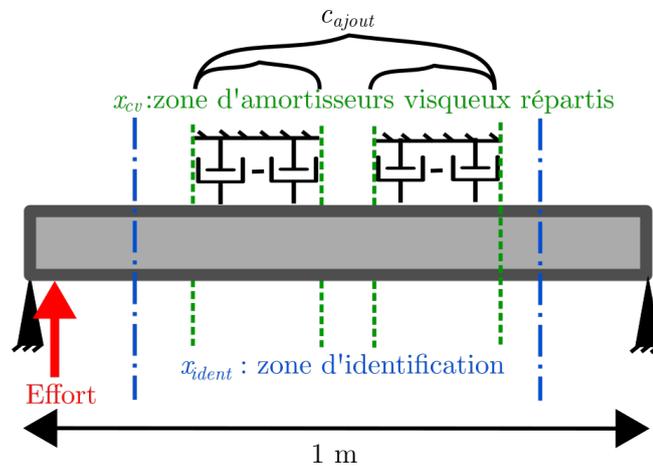


FIGURE 2.14 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité et des amortisseurs visqueux répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et 0.65 à 0.75 m de la poutre.

La détermination du module de stockage et de l'amortissement est à nouveau réalisée en fonction de la fréquence et de la position dans la zone d'identification. Les résultats sont présentés sur la figure 2.15.

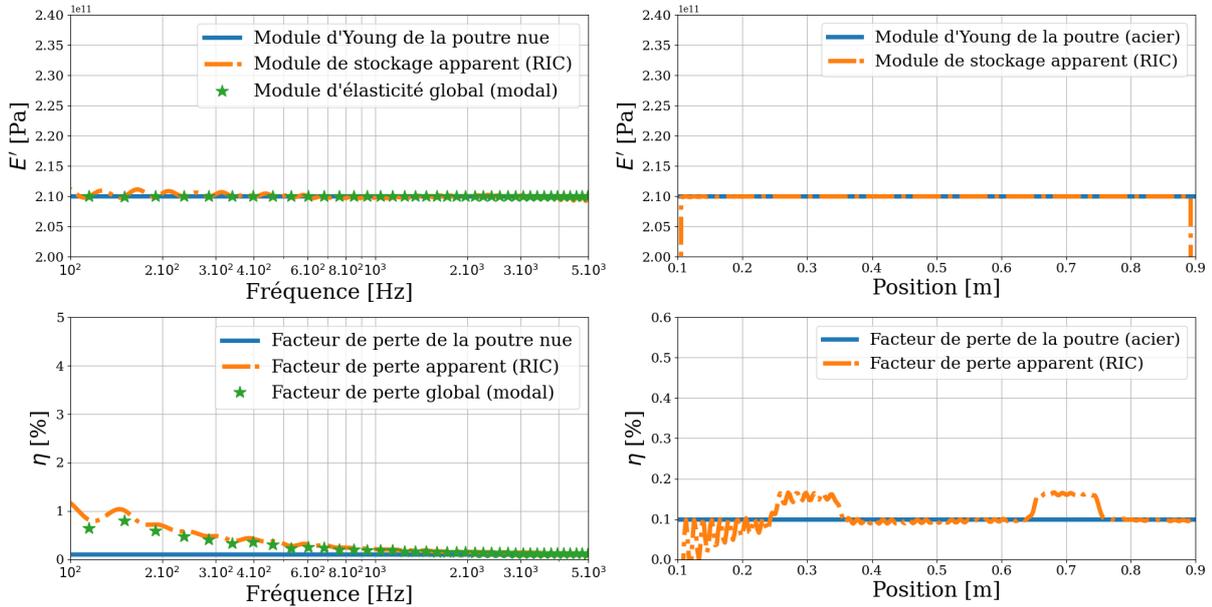


FIGURE 2.15 – Module de stockage et amortissement en fonction de la fréquence et de la position pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis dans les intervalles 0.25 et 0.35 m, 0.65 et 0.75 m (Figure 2.14).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Le module de stockage apparent du système (poutre + amortisseurs) est parfaitement identifié en fréquence et en espace, comme les résultats précédents.

En revanche, le facteur de perte apparent est supérieur au facteur de perte global, surtout en basses fréquences. Des «lobes» d'amortissement sont observés pour les facteurs de perte apparent et global, dus à la répartition des amortisseurs visqueux. En effet, certaines fréquences de résonances sont plus ou moins amorties, selon l'emplacement des amortisseurs par rapport aux déformées des différents modes. La cartographie du facteur de perte apparent est particulièrement intéressante car la localisation de l'amortissement correspond aux zones où les amortisseurs visqueux sont présents. L'effet d'étalement de l'information en espace dû au schéma de la méthode RIC se distingue clairement dans cet exemple, car la variation d'amortissement apparaît juste avant les positions 0.25 et 0.65 m et juste après les positions 0.35 et 0.75 m.

Ces résultats sont conformes aux résultats obtenus lors des précédentes études sur le sujet présentées dans la figure 1.26.

La cartographie ne permet pas de voir la dépendance en fréquence de l'amortissement en fonction de l'espace. Pour observer plus finement en fréquence les variations d'amortissement en fonction de la position sur la poutre, deux cartographies sont présentées pour les fréquences de résonances de 115 Hz et 398 Hz, sur la figure 2.16. Le facteur de perte obtenu pour une fréquence de résonance de 115 Hz est plus important que celui obtenu pour 398 Hz.

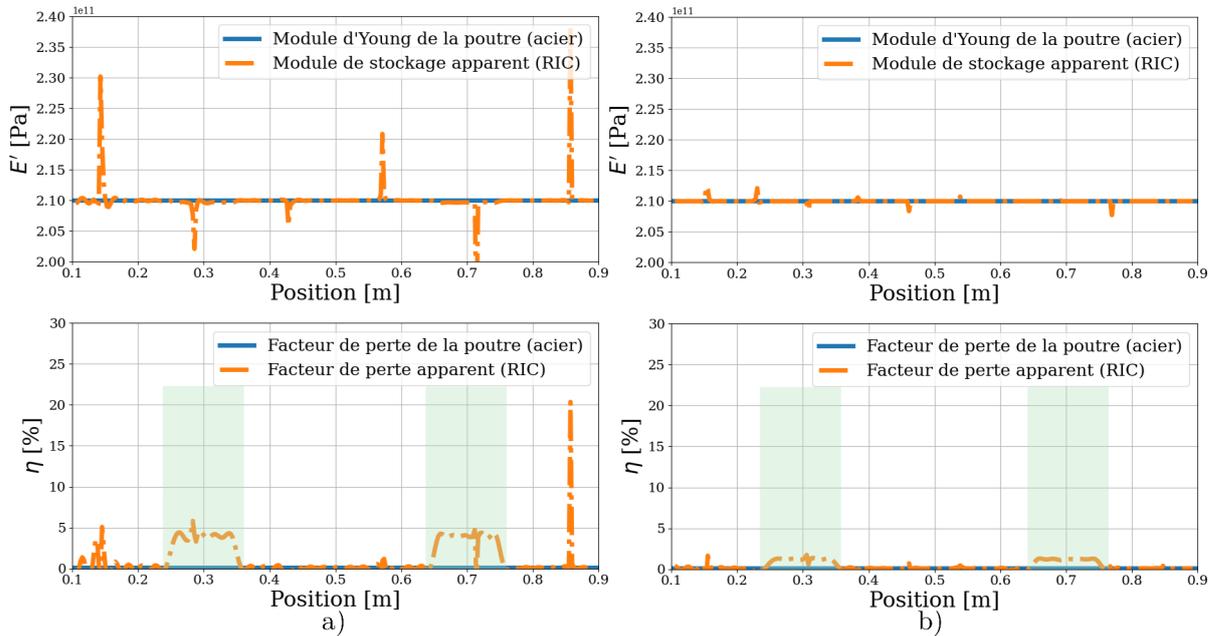


FIGURE 2.16 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la position pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis dans les intervalles 0.25 et 0.35 m, 0.65 et 0.75 m (figure 2.14), avec une zone d'identification allant de 0.1 à 0.9 m pour une fréquence de résonance de 115 Hz a) et de 398 Hz b).

L'identification en espace est donc réalisée à l'aide de la méthode RIC pour deux fréquences (115 Hz et 398 Hz) sur l'ensemble de la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m. Pour ces deux fréquences, lorsque les amortisseurs visqueux se trouvent dans des zones à très faibles niveaux vibratoires (qui seront appelés quasi-noeuds dans la suite, car ce ne sont pas exactement des noeuds vibratoires, puisque le champ de déplacement n'est pas stationnaire), les résultats obtenus par la méthode RIC sont impactés. Comme le déplacement est très proche de zéro aux quasi-noeuds de la déformée, la solution de l'équation du mouvement tend vers l'infini. La méthode RIC donne alors des valeurs aberrantes à proximité de ces quasi-noeuds, peu importe la présence au non d'amortisseurs dans cette zone.

Ces cartographies, présentées fréquence par fréquence, permettent de mieux comprendre l'origine des variations des facteurs de perte apparent et global. Cependant, cette représentation fait apparaître une limite de la méthode RIC : celle-ci ne permet pas d'identifier correctement les propriétés des matériaux sur l'ensemble de la zone d'identification.

Cette étude permet de mettre en avant l'atout majeur de la méthode RIC, qui est la possibilité de cartographier les propriétés de structures sur toute la bande de fréquence. Cependant, les limites de cette méthode sont exposées aux bords des zones d'amortissement (dues aux schémas aux différences finies), ainsi qu'aux nœuds des déformées de la structure.

Dans la suite, l'aspect localisé de la méthode d'identification RIC est à nouveau démontré en ajoutant un amortisseur en dehors de la zone d'identification.

2.4.5 Amortisseurs visqueux répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification, ainsi qu'un amortisseur plus dissipatif en dehors de la zone d'identification

Cette partie propose une dernière configuration d'amortisseurs visqueux, ici répartis entre 25 et 35 cm sur la poutre, comme illustrée sur la figure 2.17. Un amortisseur visqueux, avec un coefficient d'amortissement visqueux trois fois supérieur à celui des amortisseurs visqueux utilisés précédemment, est placé en dehors de la zone d'identification à 6 cm de l'extrémité gauche de la poutre.

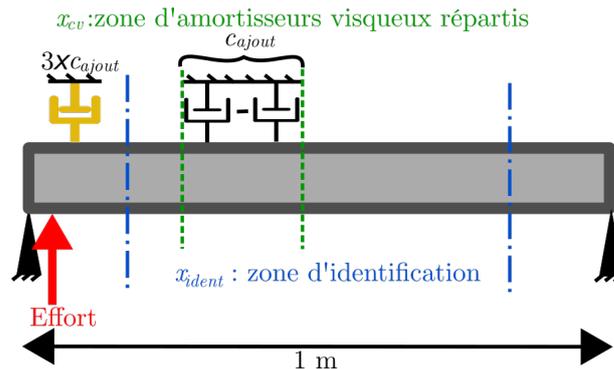


FIGURE 2.17 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des amortisseurs visqueux répartis entre 0.25 et 0.35 m et un coefficient d'amortisseur visqueux trois fois supérieur à celui des autres, placé à 0.06 m (en dehors de la zone d'identification) sur la poutre.

Les résultats obtenus pour le module de stockage et le facteur de perte apparent en fonction

de la fréquence et de l'espace sont présentés sur la figure 2.18.

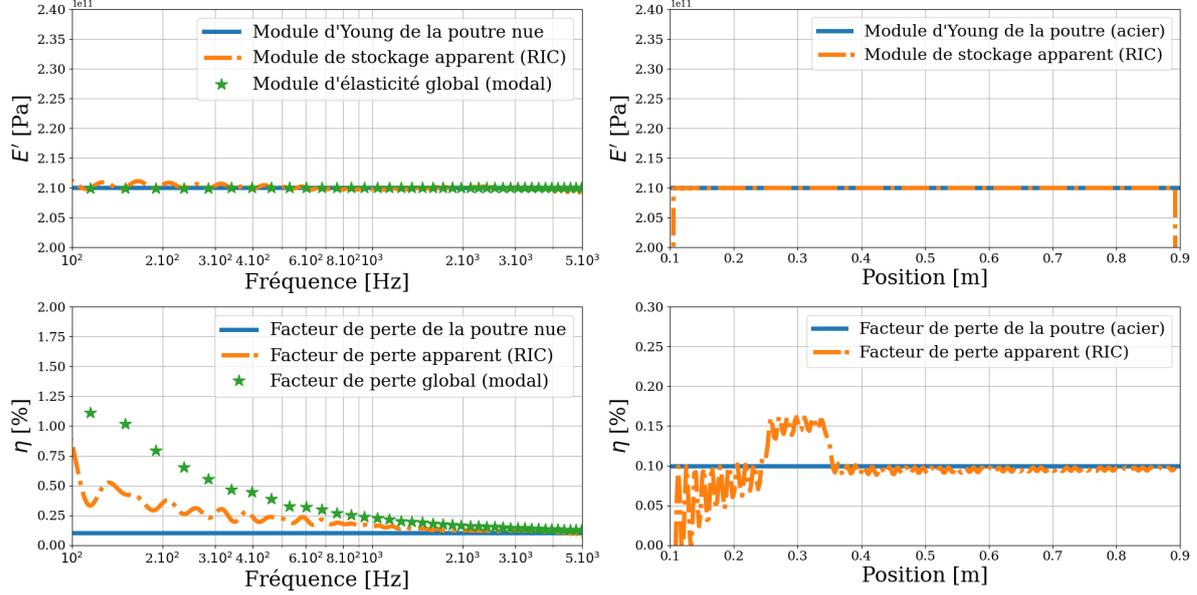


FIGURE 2.18 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence pour une poutre nue et comportant des amortisseurs visqueux répartis entre 0.25 et 0.35 m et un amortisseur unique dont le coefficient d'amortisseur visqueux trois fois supérieur à celui des autres, placé à 0.06 m (en dehors de la zone d'identification) sur la poutre (figure 2.14).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Le module de stockage apparent identifié sur la figure 2.18 (ligne du haut) est identique aux résultats obtenus précédemment.

Le facteur de perte apparent observé sur la figure 2.18 (ligne du bas) est cette fois-ci inférieur au facteur de perte global. En effet, l'amortisseur visqueux placé à 0.06 m affecte uniquement le facteur de perte global. Le facteur de perte apparent est quant à lui indépendant des variations d'amortissement ayant un effet en dehors de la zone d'identification. Enfin, la localisation des amortisseurs visqueux présents entre 0.25 et 0.35 m sur la cartographie sont correctement identifiés avec un facteur de perte apparent aux résultats précédents.

Les propriétés structurales sont donc identifiées uniquement dans la zone définie. Ainsi, peu importe les variations brutales possibles en dehors de la zone d'identification (amortisseur visqueux trois fois supérieur), la méthode RIC n'y sera pas sensible. La cartographie obtenue est alors locale et indépendante des effets présents en dehors de la zone d'identification.

Jusqu'ici la méthode RIC a été appliquée pour des amortisseurs visqueux répartis. Par la suite, ce sont des ressorts qui seront répartis sur la poutre.

2.4.6 Ressorts répartis sur l'ensemble de la poutre

Les deux prochaines simulations sont effectuées pour deux configurations de ressorts répartis. Pour discuter des effets de la méthode RIC, seules les configurations présentant une zone de ressorts inférieure et supérieure à la zone d'identification sont mises en avant. La raideur affectée à chaque ressort est de 100 N/m.

La première configuration étudiée est une répartition des ressorts sur toute la longueur de la poutre, comme présenté sur la figure 2.19.

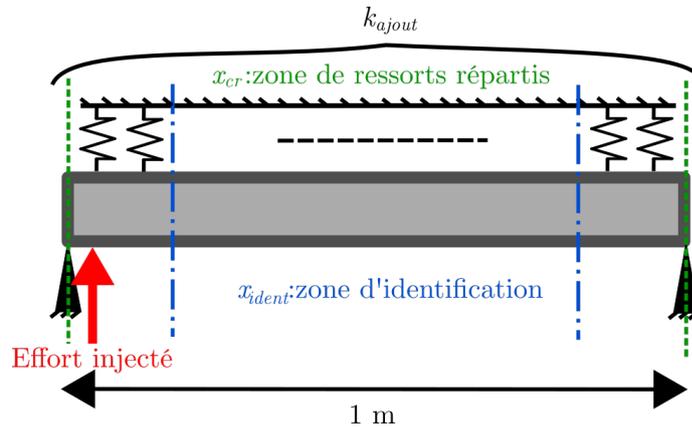


FIGURE 2.19 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des ressorts répartis sur l'ensemble de la poutre et une zone d'identification de la méthode RIC de 0.1 à 0.9 m.

La figure 2.20 présente les résultats obtenus pour l'identification des propriétés de la structure en fonction de la fréquence et de l'espace.

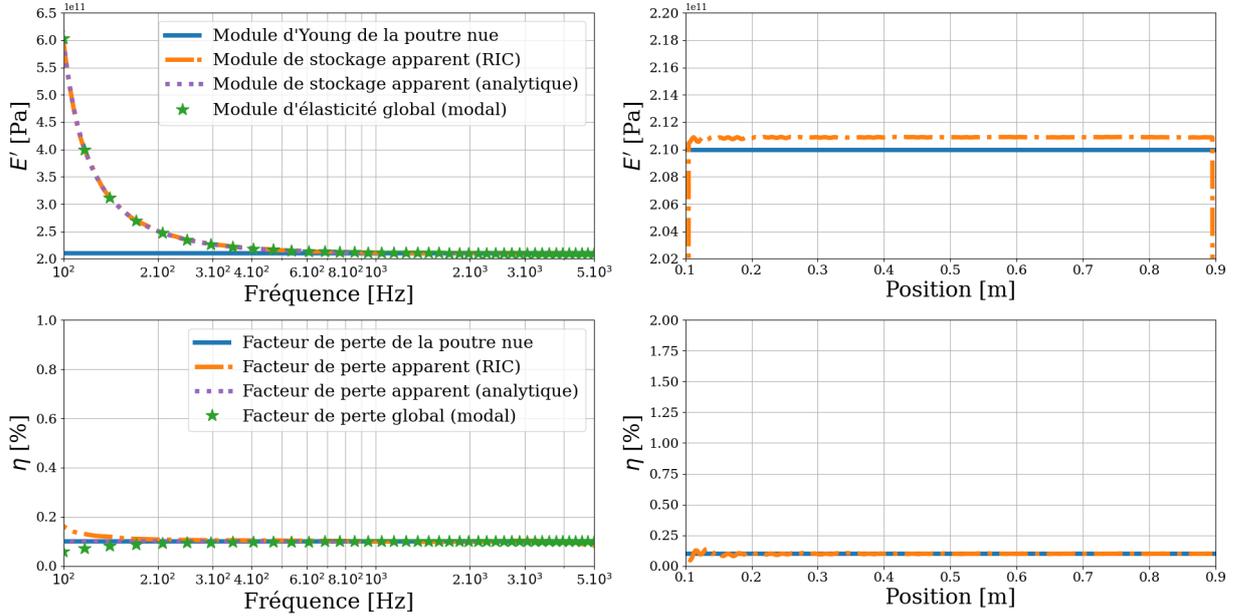


FIGURE 2.20 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position sur une poutre nue et comportant des ressorts répartis sur l'ensemble de la poutre (figure 2.19).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Le module de stockage apparent (Figure 2.20, ligne du haut) identifié par la méthode RIC est similaire au module d'élasticité global du système (poutre + ressorts répartis) pour toute la bande de fréquences étudiée. La rigidité (module d'élasticité) obtenue est plus importante en basses fréquences, car l'apport de rigidité des éléments de raideur est décroissant en fonction de la fréquence, comme le montrent les résultats analytiques. Ce résultat est similaire à celui obtenu dans le cas des amortisseurs visqueux répartis. La cartographie du module permet d'observer une augmentation escomptée de la rigidité sur l'ensemble de la zone d'identification, dû à l'effet des ressorts.

Le facteur de perte apparent (Figure 2.20, ligne du bas) est légèrement différent comparé au facteur de perte global, en basses fréquences (entre 100 et 200 Hz). Dans le cas du facteur de perte global, l'amortissement est plus faible que celui de la poutre seule, tandis que dans le cas du facteur de perte apparent, il est supérieur à celui de la poutre seule. Les différences entre les facteurs pertes peuvent être liées à des limitations numériques de la résolution par moindres carrés ou d'autres raisons. Par exemple, dans le cas du facteur de perte identifié par RIC, il est possible que l'erreur provienne du calcul de η_{eq} . Enfin, il est possible que le facteur de perte

global calculé soit correct, mais que l'apport de raideur diminue légèrement la valeur de celui-ci. Dans ce cas la détermination par la méthode RIC est faussée.

2.4.7 Ressorts répartis dans une zone inférieure à la zone d'identification

Une seconde simulation propose une zone de répartition des ressorts de taille inférieure à la zone d'identification, ceux-ci étant placés entre 0.25 et 0.35 m et entre 0.65 et 0.75 m, comme illustrée sur la figure 2.21.

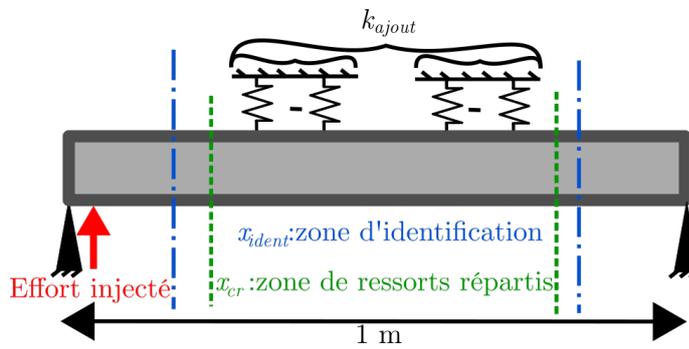


FIGURE 2.21 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des ressorts répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m.

Les résultats d'identification des propriétés des structures, obtenus en fonction de la fréquence et de l'espace, sont présentés sur la figure 2.22.

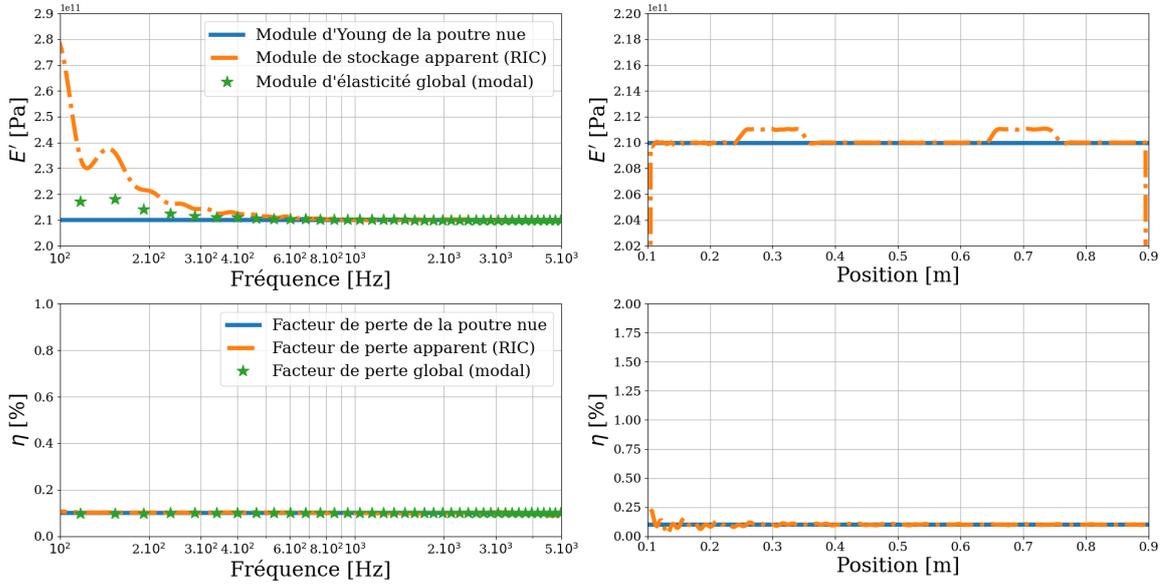


FIGURE 2.22 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position sur une poutre nue et comportant des ressorts répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m (figure 2.21).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Comme pour le cas des amortisseurs visqueux répartis dans une zone inférieure à celle de l'identification (sous-section 2.4.4), la zone des ressorts n'affecte pas de la même façon les différents modes de résonance de la poutre. Des variations importantes du module de stockage apparent sont donc visibles (Figure 2.22, ligne du haut). Le module de stockage identifié est supérieur à celui du module d'élasticité globale, étant donné que la taille de la zone d'identification est plus petite que la longueur de la poutre. De plus, la cartographie du module de stockage apparent permet de visualiser les intervalles où les ressorts sont répartis.

Les valeurs obtenues pour le facteur de perte apparent sont identiques à celles du facteur de perte global, ainsi qu'à celles de la poutre seule, que ce soit en fréquence ou en espace.

Les études précédentes mettent en avant les effets apportés par des amortisseurs visqueux ou des ressorts. Afin de se rapprocher d'un système réel, une combinaison d'amortisseurs visqueux et de ressorts va être répartie sur la poutre. L'élément amortisseur-ressort correspond à un modèle de Kelvin-Voigt : cela permet de regrouper les effets de raideur et d'amortissement en un seul élément.

2.4.8 Ressorts et amortisseurs visqueux répartis sur toute la longueur de la poutre

Les deux configurations présentées par la suite sont effectuées dans la même logique que les simulations précédentes avec les ressorts répartis, cependant un amortisseur visqueux est couplé à chaque ressort. Dans la première configuration, ces éléments de Kelvin-Voigt sont répartis sur toute la longueur de la poutre, comme illustrée sur la figure 2.23. Le coefficient d'amortissement est inférieur à celui des configurations précédentes, fixé à 0.001 N/m^2 , tandis que la raideur d'un ressort est fixée à une valeur inférieure à celle des configurations précédentes égale à 10 N/m . Les résultats obtenus pour l'identification du module de stockage et du facteur de perte apparent sont exposés sur la figure 2.24.

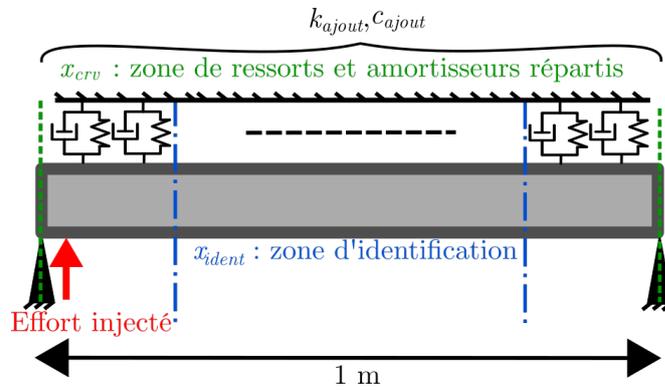


FIGURE 2.23 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des ressorts-amortisseurs répartis sur l'ensemble de la poutre.

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Sur la figure 2.24 (ligne du haut), il en ressort que le module de stockage apparent est identique au module d'élasticité global sur toute la zone d'étude. Ces modules décroissent jusqu'à atteindre, vers 500 Hz, la valeur du module d'Young de la poutre seule. De manière attendue, la cartographie du module de stockage donne une valeur supérieure au module d'Young sur toute la zone d'identification. Ce résultat est identique aux observations faites dans le cas de ressorts répartis pour le système de la figure 2.19.

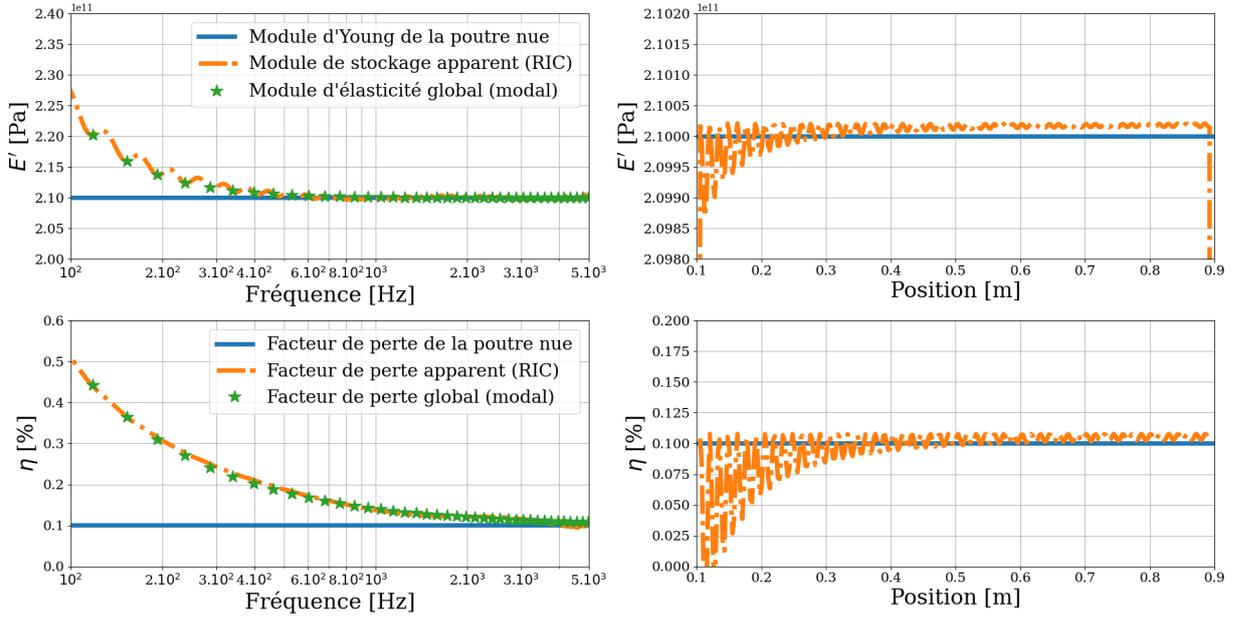


FIGURE 2.24 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position sur une poutre nue et comportant des ressorts-amortisseurs répartis sur l'ensemble la poutre (figure 2.23).

Le facteur de perte apparent présenté sur la figure 2.24 (ligne du bas) est similaire à celui du facteur de perte global sur la bande de fréquences étudiée. La cartographie permet de visualiser une augmentation d'amortissement sur la zone d'identification. Ces observations ont aussi été faites dans le cas d'amortisseurs répartis pour le système illustré sur la figure 2.9.

La raison pour laquelle les coefficients caractérisant les ressorts et les amortisseurs visqueux des éléments de Kelvin-Voigt ne sont pas les mêmes que dans les simulations précédentes, provient de la définition de la poutre. En effet, à la suite de plusieurs simulations, il a été constaté que la structure se rapprochait d'un système comportant N éléments Kelvin-Voigt surmontés par une masse, correspondant à celle de la poutre. L'effet des éléments Kelvin-Voigt a dû être ajusté aux dimensions de la poutre. Ainsi, les variations des modules et facteurs de perte sont la combinaison des observations faites pour les précédents systèmes étudiés lorsque l'élément ajouté est uniquement un ressort ou un amortisseur visqueux. Il est donc possible d'en conclure que la méthode RIC permet de quantifier à la fois une variation de raideur et une variation d'amortissement sur une structure surmontée d'éléments amortissant et raidissant.

2.4.9 Ressorts et amortisseurs visqueux répartis dans une région inférieure à la zone d'identification

La deuxième configuration propose une série d'éléments Kelvin-Voigt répartis dans une zone inférieure à la zone d'identification, comme illustré sur la figure 2.25. Les résultats obtenus pour l'identification du module de stockage et le facteur de perte apparent sont exposés sur la figure 2.26.

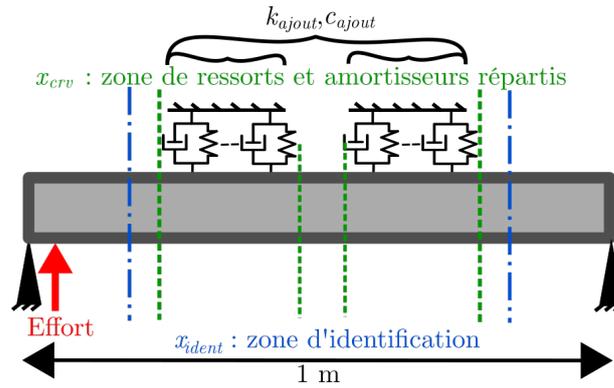


FIGURE 2.25 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des éléments Kelvin-Voigt répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m.

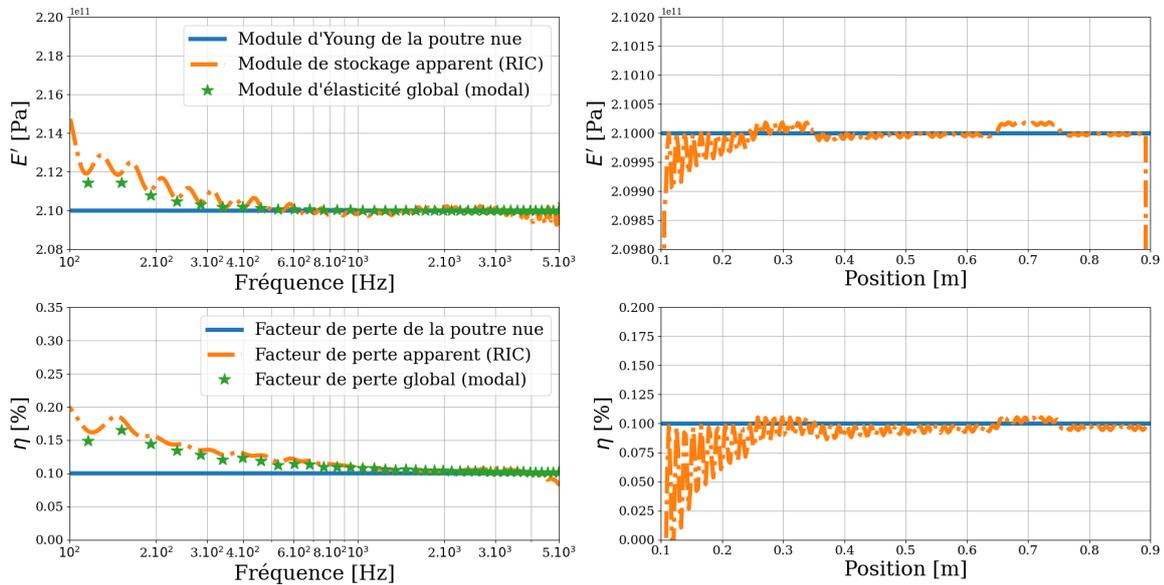


FIGURE 2.26 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position sur une poutre nue et comportant des éléments Kelvin-Voigt répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m (figure 2.23).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Comme observé pour les systèmes précédents, le module de stockage et le facteur de perte apparents identifiés (figure 2.26) sont supérieurs aux propriétés globales. Les cartographies obtenues montrent des variations du module de stockage et du facteur de perte apparents dans les zones où sont placés les éléments Kelvin-Voigt, cela est comparable aux observations faites dans les figures 2.22 et 2.15.

Ainsi, les deux derniers systèmes étudiés avec les éléments Kelvin-Voigt aboutissent à des conclusions similaires à celles obtenues lorsque la raideur ajoutée et l'amortissement ajouté sont considérés séparément. Les deux prochaines configurations étudient le cas de frotteurs.

2.4.10 Frotteurs répartis sur toute la zone d'identification

Par la suite, deux configurations sont testées : une première propose des frotteurs répartis dans un intervalle correspondant la zone d'identification (Figure 2.27), et une seconde pour laquelle les frotteurs sont répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification (Figure 2.30). Pour modéliser l'effet des frotteurs, une méthode de résolution temporelle est nécessaire. Les équations présentées dans la section 2.3.3 sont utilisées et les efforts de contact sont restreints au frottement. La méthode de résolution n'est donc pas la même que pour les simulations précédentes, qui utilisaient une méthode de résolution fréquentielle. C'est pour cela qu'aucune identification globale des propriétés structurales n'est faite. Ainsi les taux d'amortissement globaux ne peuvent être directement obtenus, cependant ils pourraient être déterminés par une méthode d'identification de type analyse modale expérimentale. Donc, seules les propriétés de la poutre nue et celles issues de l'identification par la méthode RIC du système sont présentées.

L'amplitude de l'effort injecté varie (1, 0.5 et 0.1 N) dans le but d'observer une éventuelle variation du facteur de perte apparent avec l'amplitude des vibrations. Le coefficient de frottement μ_f est fixé à 0.13.

Les résultats obtenus pour l'identification du module de stockage et du facteur de perte apparents sont présentés dans la figure 2.28.

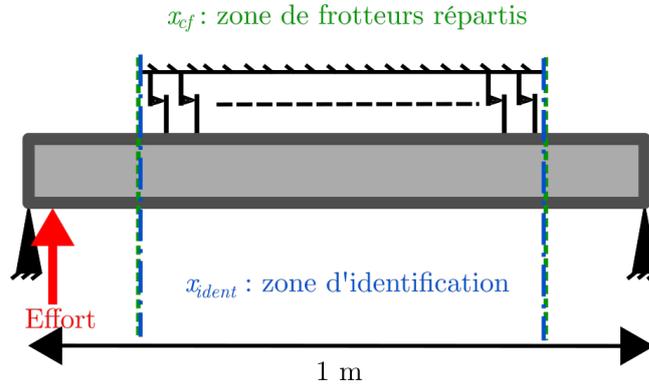


FIGURE 2.27 – Schéma d'une poutre bi appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des frotteurs répartis sur une zone identique à celle de l'identification réalisée de la méthode RIC.

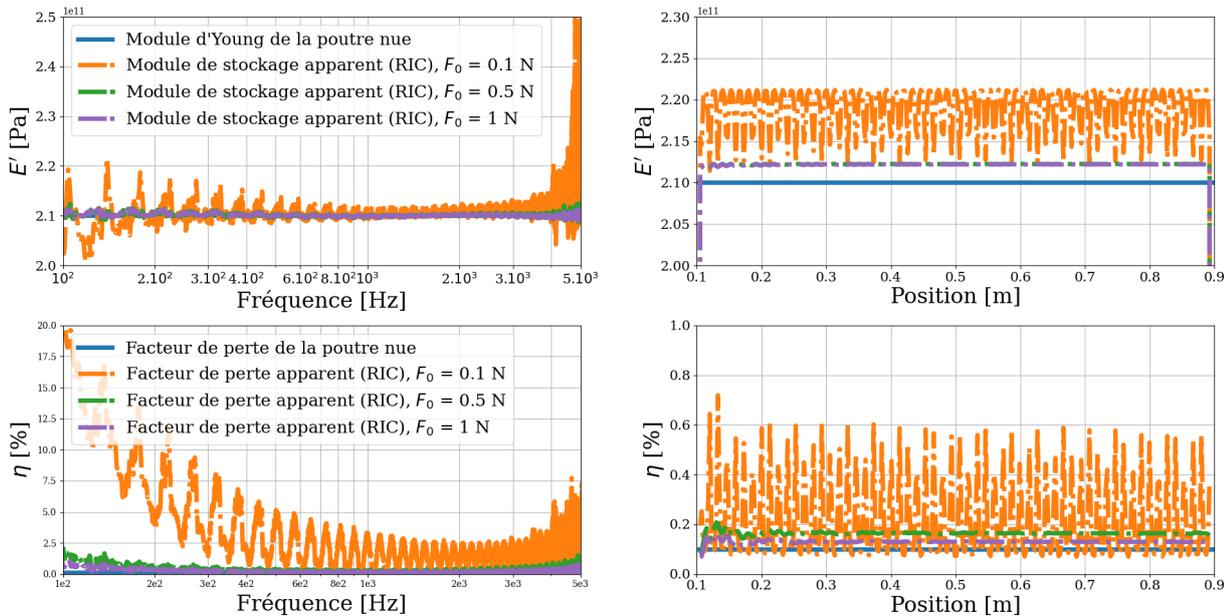


FIGURE 2.28 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position sur une poutre nue et comportant des frotteurs répartis entre 0.1 m et 0.9 m (figure 2.27).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Les valeurs du module de stockage apparent, illustré sur la figure 2.28 (ligne du haut) subissent des variations importantes comparées à la valeur du module d'Young de la poutre, pour la représentation en fréquence. Ces variations sont plus importantes en basses et hautes fréquences et se stabilisent dans la bande de 900 à 2 500 Hz. La méthode RIC permet une assez bonne

détermination du module du système. Cependant, plus le niveau d'excitation est faible, plus le module varie à cause de l'effet des frotteurs. En hautes fréquences, l'augmentation du module est plus importante pour les faibles niveaux d'excitation. Comme mis en évidence précédemment sur la figure 1.15 dans la sous-section 1.3.2 et annoncé en sous-section 2.2.2, les fréquences et niveaux d'excitations en présence de frottement influent sur les paramètres apparents.

La cartographie du module apparent est supérieure à la valeur du module d'Young de la poutre seule pour l'ensemble de la zone identifiée. Comme dans le cas de l'identification en fréquence, plus l'effort injecté est faible, plus le module de stockage est élevé. Dans le cas d'un effort de 0.1 N, la variation du module de stockage est importante. Comme vu précédemment lorsque le déplacement est trop faible, la méthode ne permet pas de déterminer correctement les propriétés apparentes.

Le facteur de perte apparent décroît en fonction de la fréquence, jusqu'à se stabiliser autour de la valeur de la poutre seule, dans l'intervalle précédemment identifié (900 à 2 500 Hz). Des pics sont présents en basses fréquences, qui coïncident avec ceux visibles sur le module de stockage. La détermination du facteur de perte avec la méthode RIC permet d'identifier une variation fréquentielle de l'amortissement lorsque du frottement est présent dans le système. L'effet de l'amplitude de l'effort injecté s'observe très nettement sur la détermination du facteur de perte. Ainsi, comparée au cas d'un système à 1 degré de liberté présenté sur la figure 1.15 (sous-section 1.3.2), les mêmes tendances sur la variation de l'amortissement selon le faible déplacement et la dépendance en fréquence sont retrouvées dans le cas d'une amplitude de 0.1 N.

La cartographie du facteur de perte apparent décrit un amortissement supérieur à celui observé pour la poutre seule. Une fois encore l'amplitude de l'effort injecté influe de manière non négligeable sur le facteur de perte déterminé. La force de frottement ne dépend pas de l'amplitude de déplacement de la structure, donc lorsque l'amplitude est faible, la force ne varie pas, mais l'amortissement induit par ce phénomène est plus important.

Les effets du changement de l'amplitude de l'effort injecté sur la structure traduisent une signature du comportement des frotteurs. Dans cette étude, le but est d'observer l'effet des frotteurs sur la poutre à l'aide de l'identification des paramètres apparents et de connaître la signature apportée par le frottement sur une structure.

Pour mieux comprendre ce phénomène, les cartographies des propriétés apparentes sont illustrées pour deux fréquences : 115 Hz et 398 Hz. La première fréquence correspond à une fréquence de résonance de la poutre. La deuxième fréquence correspond à une de celle pour laquelle le facteur de perte apparent est important.

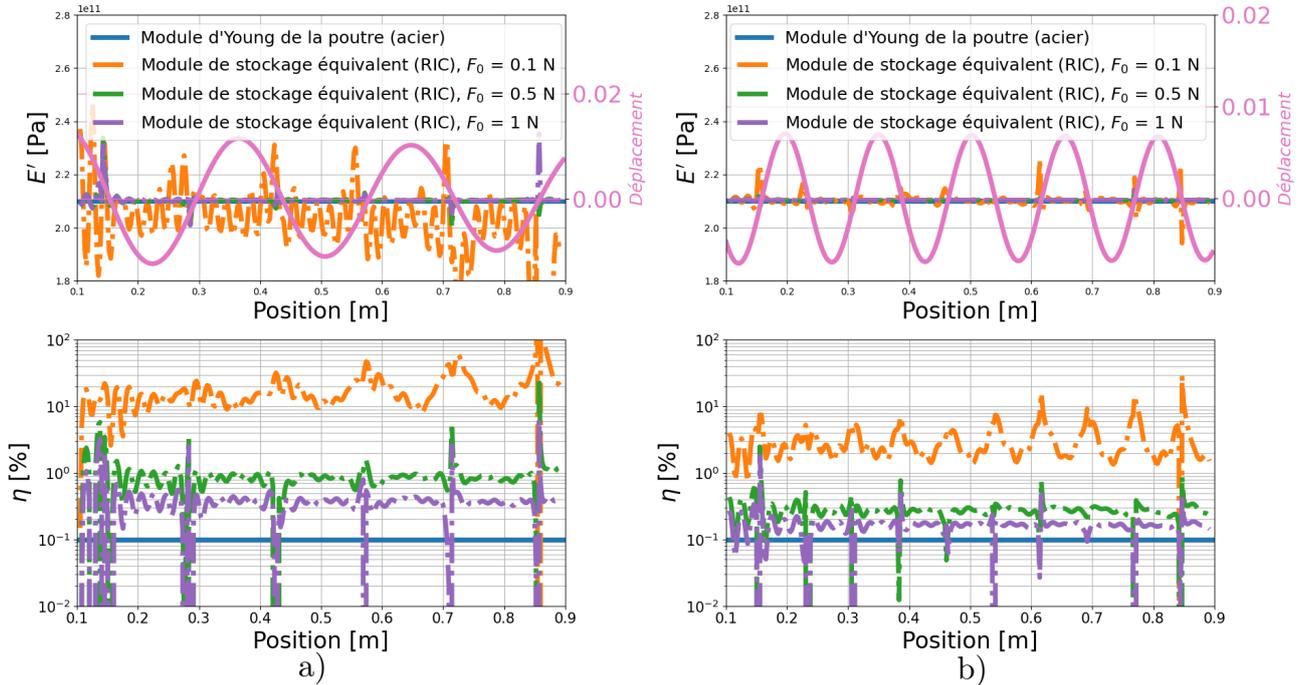


FIGURE 2.29 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la position sur une poutre nue et comportant des frotteurs répartis entre 0.1 m et 0.9 m (figure 2.27), pour une fréquence de 115 Hz a) et de 398 Hz b).

Comme dans le cas des amortisseurs visqueux, les propriétés des matériaux ne peuvent pas être correctement identifiées aux nœuds de vibration de la poutre. Cependant, il est possible d'observer l'effet des variations de l'amplitude de l'effort injecté. Lorsque l'amplitude est élevée, les positions pour lesquelles les paramètres apparents sont mal déterminés sont clairement visibles aux quasi-nœuds de vibration. Tandis que dans le cas d'une amplitude plus faible, les paramètres apparents sont très mal déterminés dans des zones larges autour des quasi-nœuds de vibration. Lorsque les amplitudes de l'effort injecté et du déplacement sont faibles, l'influence de la force de dissipation est importante. C'est pour cela que le facteur de perte identifié est plus élevé dans les zones proches d'un nœud de vibration. Les différences entre les fréquences à 115 Hz et à 398 Hz sont la variation du module de stockage autour de la valeur du module d'Young de la poutre seule et l'augmentation du facteur de perte. Pour la fréquence de 115 Hz, l'identification du module apparent varie énormément autour de la valeur du module d'Young de l'acier, par rapport à l'identification qui est faite pour la fréquence de 398 Hz. Le facteur de perte apparent identifié pour la fréquence de 398 Hz est moins élevé que celui obtenu pour la fréquence de 115 Hz. Une augmentation du facteur de perte pour $F_0 = 0.1$ N en fonction de la position sur la poutre est visible. Ce phénomène est présent pour les deux fréquences, cependant il est plus important pour la fréquence de 115 Hz. Cela est lié à la décroissance du déplacement

en fonction de la position sur la poutre.

Ce premier cas permet de mettre en avant les caractéristiques fréquentielles et spatiales représentatives d'un amortissement par frottement. La cartographie tracée pour une fréquence particulière permet de décrire les mécanismes importants du frottement malgré l'exploitation difficile des résultats, dues aux limites de la méthode lors de la détermination des propriétés apparentes aux nœuds de vibration de la structure.

2.4.11 Frotteurs répartis sur une zone inférieure à la zone d'identification

La deuxième configuration présente des frotteurs répartis sur une zone plus petite que la zone d'identification. Les frotteurs sont répartis sur deux zones : une entre 0.25 m et 0.35 m et une autre entre 0.65 m et 0.75 m. Le système d'étude est illustré sur la figure 2.30.

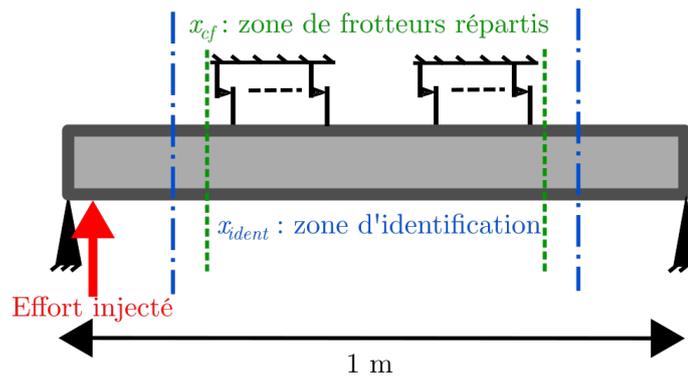


FIGURE 2.30 – Schéma d'une poutre bi-appuyée avec un effort injecté proche d'une extrémité comprenant des frotteurs répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m de la poutre.

Les résultats obtenus pour l'identification du module de stockage et du facteur de perte apparents sont présentés sur la figure 2.31.

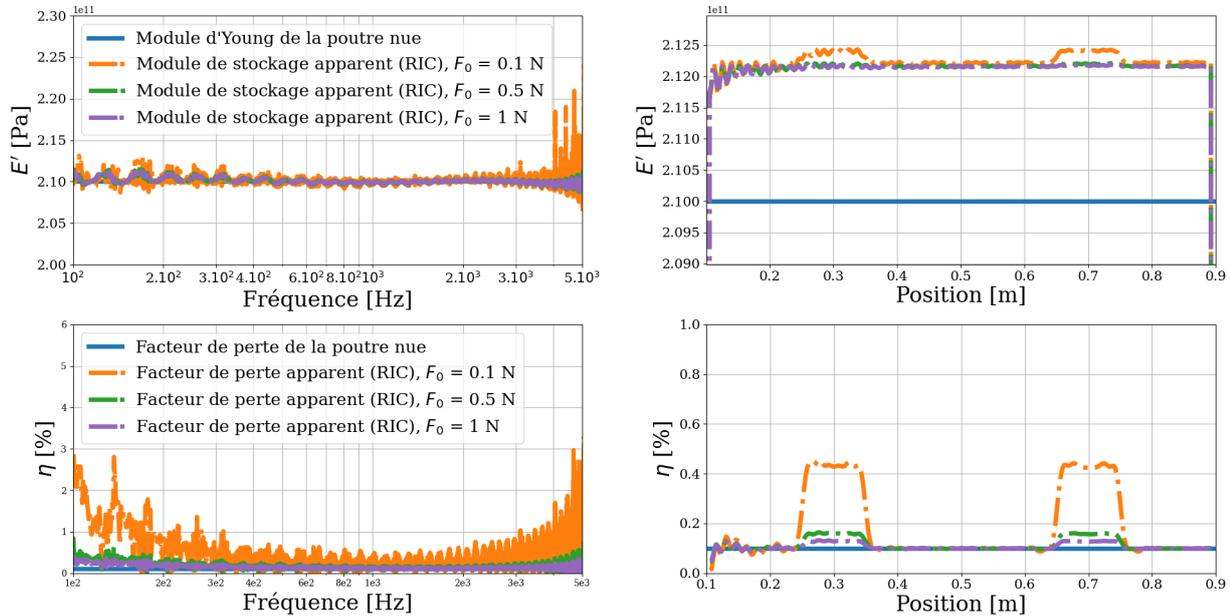


FIGURE 2.31 – Module d'élasticité et amortissement en fonction de la fréquence et de la position pour une poutre nue et comportant des frotteurs répartis dans les intervalles allant de 0.25 à 0.35 m et de 0.65 à 0.75 m (figure 2.30).

L'ensemble des résultats en fréquence obtenus par la méthode RIC est déterminé dans la zone d'identification de 0.1 à 0.9 m, alors que les résultats pour les paramètres globaux sont déterminés sur l'ensemble du système amorti. Pour l'identification en espace, la détermination des paramètres apparents est faite sur l'ensemble de la bande de fréquences, soit entre 100 et 5 000 Hz. Le module de stockage apparent (Figure 2.31), ligne du haut) varie de la même manière que pour le cas précédent (Figure 2.28) et reste proche du module de la poutre seule. Cependant, les oscillations sont moins importantes en basses fréquences dans le cas présent. L'effet de la diminution de l'amplitude de l'effort injecté est moins important car la zone de répartition des éléments frotteurs est réduite. La cartographie du module de stockage donne une valeur toujours légèrement supérieure à celle du module d'Young de la poutre seule et est comparable aux résultats précédents. Les zones où les frotteurs sont présents sont clairement identifiées.

Le facteur de perte apparent (Figure 2.31, ligne du bas) est plus faible que pour les résultats précédents (Figure 2.28). La détermination du facteur de perte apparent en espace est plutôt fidèle, avec une augmentation dans les intervalles des frotteurs entre 0.25 m et 0.35 m et entre 0.65 m et 0.75 m.

Une des perspectives immédiates de ce travail pourrait être, à partir des calculs du déplace-

ment dans le temps, de déterminer les transformées de Fourier numériquement du déplacement et de la fonction $\text{TF}[\text{sign}(\dot{w})]$ de l'équation 2.14 pour en déterminer les signatures de référence du module de stockage et du facteur de perte apparents.

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, pour trouver un paramètre commun à tous les mécanismes observés, il a été décidé de représenter l'ensemble des amortissements par un facteur de perte apparent, dont l'intérêt est qu'il est facilement identifiable par la méthode RIC. Ainsi, la signature du facteur de perte apparent a d'abord été abordé sous forme analytique pour comprendre les signatures qui seront attendues dans les simulations.

Différentes simulations sur une poutre avec des éléments répartis (ressorts, amortisseurs visqueux ou frotteurs) apportent des connaissances au sujet de la variation fréquentielle et spatiale des propriétés apparentes du système, telles que le module d'élasticité et l'amortissement apparent. Ces simulations permettent de déterminer les limites de la méthode RIC. Celle-ci permet de déterminer correctement les propriétés apparentes en fonction de la fréquence. La méthode a permis de quantifier les fortes décroissances observées en basses fréquences dans le cas d'éléments répartis linéaires. Ces décroissances ont mis en avant la forte dépendance en fréquence des éléments répartis placés sur une poutre. Dans le cas de l'identification en espace, les résultats sont corrects sur toute la bande de fréquences étudiée et permettent de déterminer localement les propriétés apparentes. Un des avantages de cette méthode mis en avant est de cartographier ces propriétés. Cependant, pour une seule fréquence, les résultats peuvent être difficiles à étudier. En effet, la méthode RIC n'identifie pas les propriétés apparentes lorsque le déplacement de la structure est trop faible, et donc des sauts sont observés aux quasi-nœuds de vibration pour l'identification du module de stockage et du facteur de perte apparents. Il peut alors être plus judicieux d'observer les variations en espace sur une bande de fréquence réduite (quelques Hertz) afin de limiter les effets de la méthode RIC. Concernant les éléments frotteurs, c'est la première fois que l'utilisation de la méthode RIC, qui se base sur des phénomènes linéaires, est utilisée pour observer des phénomènes non-linéaires. Les variations d'amortissement apparent pour différents niveaux vibratoires renseignent sur une signature du phénomène non-linéaire. Dans ce chapitre, l'ensemble des simulations sont faites sans bruit ajouté et les modèles étudiés restent simples en regard des structures réelles. L'ensemble de ce chapitre permet d'avoir une signature sur le comportement des mécanismes mis en jeu pour faciliter la compréhension de ce qui sera observé sur des structures réelles complexes.

Le chapitre suivant présente les résultats expérimentaux obtenus pour un matériau bicouches et l'utilisation de la méthode de résolution inverse améliorée pour l'identification de l'amortissement sur une plaque. Les différents éléments alors collectés dans le chapitre 2 permettront d'étudier l'origine des dissipations d'énergie sur une structure industrielle.

Chapitre 3

Caractérisation d'un système mousse-plaque selon différentes interfaces

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, des résultats expérimentaux sont présentés sur un matériau bicouche, comprenant une mousse d'habillage automobile imprégnée et placée sur une fine plaque en acier. Plusieurs conditions de contact à l'interface entre la mousse et la plaque sont testées, les variations d'amortissement possibles sont observées dans le domaine fréquentiel et dans l'espace. Pour commencer, la fabrication de la mousse d'habillage imprégnée est présentée, puis le banc de mesure est décrit, ainsi que le système étudié (mousse + plaque). Ensuite, une amélioration est apportée à la méthode de résolution inverse précédemment présentée dans la sous-section 1.4.4. Des tests de validation de la méthodologie (banc de mesure + post-traitement) sont effectués. Puis les résultats expérimentaux obtenus pour les différentes interfaces de contact, les différentes épaisseurs, ainsi que l'impact de l'imprégnation de la mousse, sont comparés pour mettre en lumière les différents phénomènes d'amortissement présents selon la configuration du système. Ensuite, des modèles présentés dans le chapitre 1, ainsi que les simulations faites dans le chapitre 2, sont comparés aux résultats expérimentaux pour chaque interface de contact. Des observations avec une caméra rapide sont aussi effectuées pour comprendre quels mécanismes d'amortissement peuvent intervenir lorsque la mousse d'habillage imprégnée est posée. Enfin, une cartographie spatiale du facteur de perte du système (mousse + plaque) est présentée, pour différentes fréquences, selon le type d'interface (posé ou collé).

3.2 Fabrication de la mousse d'habillage

Dans le système mousse-plaque étudié, la mousse d'habillage utilisée comme traitement amortissant est en polyuréthane éther imprégné. Cette mousse est fabriquée chez Howa-Tramico à Brionne (27), à l'aide d'un banc de fabrication de plus de 65 m, présenté sur la figure 3.1.

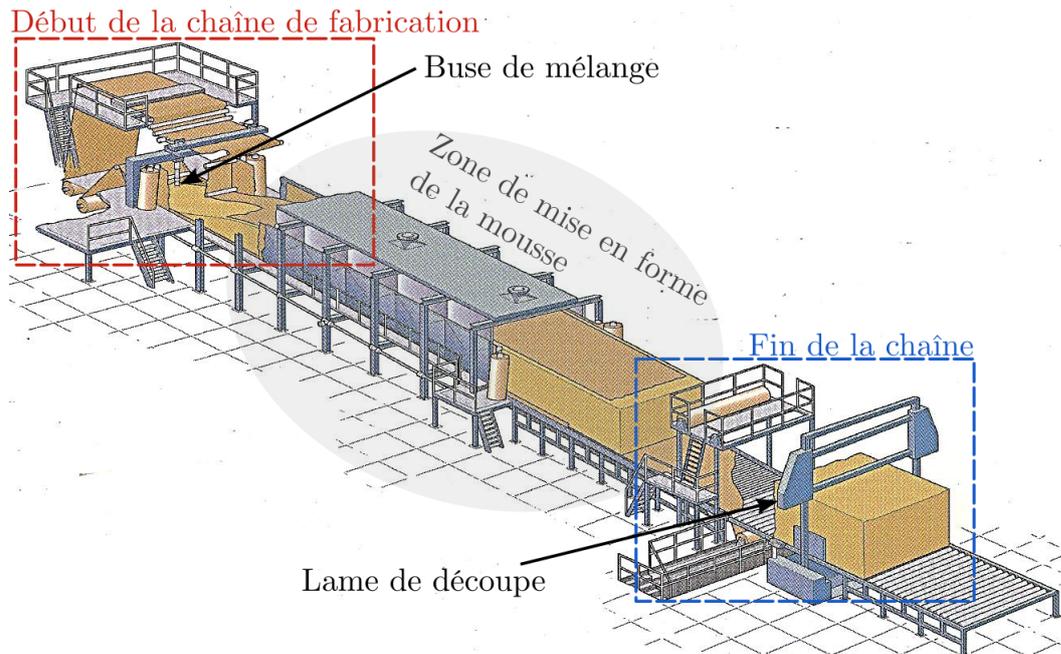


FIGURE 3.1 – Schéma du banc de fabrication de la mousse polyuréthane.

Les principaux réactifs sont du polyol, de l'isocyanate et de l'eau. Cette mousse à cellules ouvertes est souple et légère. Tous les éléments chimiques sont regroupés dans une buse placée au début du banc de fabrication, illustrée sur la figure 3.2, et la réaction chimique avec le CO_2 permet au fluide visqueux de s'expanser jusqu'à devenir une structure solide.

Les blocs fabriqués ont une longueur d'environ 65 m de long, puis ils sont découpés en plus petite taille pour obtenir différentes épaisseurs de mousse.

L'imprégnation est effectuée en plongeant simplement la mousse dans la solution permettant l'ignifugation. Dans le cas de cette étude, la mousse utilisée est imprégnée pour ignifuger celle-ci, sauf pour les tests réalisés sur l'effet de l'imprégnation, où une mousse non imprégnée est utilisée. Certaines propriétés de la mousse ignifugée sont présentées dans l'annexe A.



FIGURE 3.2 – Photographie de la buse de mélange des éléments chimiques utilisés pour la fabrication de la mousse.

Lors d'un précédent projet au CEVAA, plusieurs mousses d'habillage ont été testées pour déterminer l'amortissement apporté sur une plaque en aluminium $2,03 \times 2,99 \times 0,002$ m. Les mousses d'habillage étaient placées sur la plaque suspendue. Quatre accéléromètres ont été collés sur la face du dessous de la plaque, ainsi qu'un pot vibrant. L'amortissement a été déterminé à l'aide du temps de réverbération mesuré. Précisément, le temps de réverbération est lié au temps nécessaire au signal pour décroître de 60 dB après l'arrêt du pot vibrant. D'après les résultats obtenus, la mousse ayant l'amortissement le plus élevé se trouve être la mousse étudiée dans cette thèse. Pour comprendre la raison pour laquelle cette mousse particulière apporte plus d'amortissement à une structure vibrante, une méthodologie a été mise au point pour caractériser l'amortissement apporté par cette mousse sur une plaque pour différentes interfaces de contact. Lors de ce précédent projet, la raideur et le facteur de perte pour le mode de pompage de la mousse imprégnée ont été déterminés au banc de rigidité dynamique.

Des essais complémentaires durant cette thèse ont été effectués au porosimètre et au tube de Kundt (annexe A) dans le laboratoire de Trèves. Il pourrait être intéressant de déterminer cette mousse à la DMA (Dynamical Mechanical Analysis, décrit dans le chapitre 1) pour caractériser des informations complémentaires sur la variation de ses propriétés dynamiques en fonction de la fréquence.

3.3 Montage expérimental

Le montage expérimental, présenté sur la figure 3.3, est constitué d'une plaque en acier de $500 \times 400 \times 1$ mm³, suspendue au plafond à ses quatre coins par des fils. Une source

piézoélectrique (LMS-QSource miniature shaker) est placée au bord de la plaque entre deux liens de suspensions, et l'effort injecté est issu d'un signal pseudo aléatoire dans la bande de fréquences de 100 à 5 000 Hz, qui permet d'exciter la plaque en flexion.

Un vibromètre laser mono dimensionnel à balayage, placé en dessous du système, à une distance de 132 cm, permet de mesurer le champ de déplacement vibratoire transverse de la plaque. Six moyennes sont effectuées pour chaque point de mesure, et la résolution fréquentielle est de 390 mHz. Un maillage régulier est considéré, avec une distance de 5 mm entre chaque point de mesure dans les deux directions sur la surface d'étude. Des Insonorisant Feuille Fusibles (IFF) sont réticulés sur le contour de la plaque par apport de chaleur avec un facteur de perte classiquement associé aux patches bitumineux d'environ 20% pour amortir les modes de l'ensemble de la plaque.

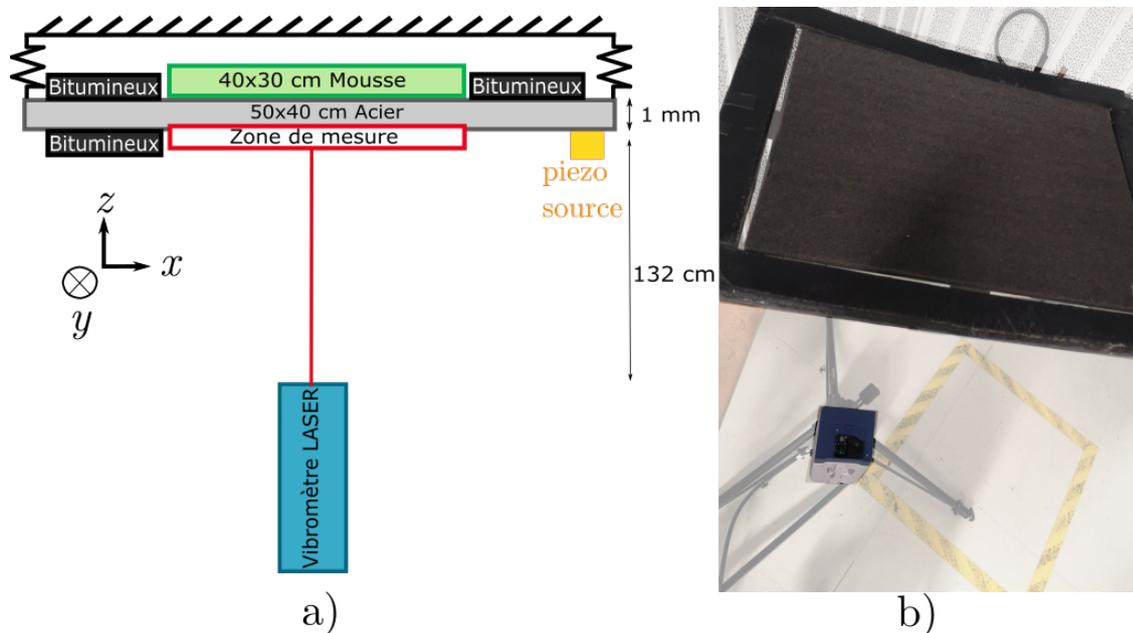


FIGURE 3.3 – Schéma du banc de mesure des propriétés apparentes de la structure mousse-plaque pour une vue de côté a), photographie du montage avec une vue de dessus b).

Des tests préliminaires ont été réalisés pour une plaque en acier simple sans patches bitumineux (IFF). Cette première plaque avait une dimension de $700 \times 700 \times 2 \text{ mm}^3$, mais elle se courbait sous son propre poids lorsqu'elle était suspendue. Lorsque la mousse était simplement posée sur la plaque, celle-ci tombait de la plaque lors de la mesure. Pour réduire l'effet de courbure, une plaque plus petite a été dimensionnée, comme illustrée sur la figure 3.4. Cette plaque en acier ($500 \times 400 \times 1 \text{ mm}^3$) est constituée d'une découpe interne de $400 \times 300 \text{ mm}^2$ reliée par quatre jonctions reliant le reste de la plaque constituant une sorte de cadre relativement découplé de la partie utile (zone de mesure). La mesure du champ de déplacement au vibromètre

laser est effectuée en dessous de la plaque intérieure.

La mousse d'habillage est placée sur la partie intérieure de la plaque pour différentes conditions d'interfaces mousse-plaque. Sur la partie extérieure, des patches bitumineux sont réticulés.

L'épaisseur de ces IFFs étant de plusieurs millimètres, cela nous a permis de placer la mousse sur la zone intérieure de la plaque sans que celle-ci ne puisse sortir de cette zone. Effectivement, les problèmes rencontrés dans les essais préliminaires, où la mousse ne se trouvait plus dans la zone d'étude lorsque celle-ci était simplement posée, ne sont plus présents pour ce design de plaque. La mousse, à l'aide des IFFs, reste positionnée dans la zone de mesure et reste libre de se déplacer dans les 3 directions spatiales. Ainsi, la mousse peut glisser sur la plaque et rebondir sans sortir de la zone d'étude.

La méthode RICFF utilisée par la suite pour déterminer l'amortissement apparent n'est pas affectée par ce design de plaque, car c'est une méthode locale, elle est indépendante des conditions en dehors de la zone étudiée. Ici, la zone d'étude correspond à la plaque intérieure, correspond à la zone où la mousse d'habillage sera placée.

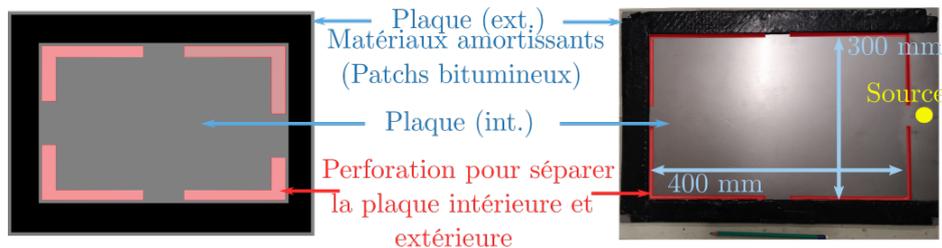


FIGURE 3.4 – Schéma et photographie du design de la plaque en acier.

Une première configuration du banc de mesure est présentée dans la figure 3.3. La mousse d'habillage est placée sur le dessus de la plaque pour tester différentes interfaces (collé ou non), ainsi que différentes épaisseurs de mousse avec et sans imprégnation. Cette configuration permet de mesurer le champ vibratoire de la plaque lorsque la mousse est simplement posée dessus.

Une deuxième configuration du banc est montée avec une plaque à la verticale comme sur la figure 3.5. Cette disposition permet de mesurer les propriétés structurales, lorsque la mousse est proche, sans contact, de la plaque. Ces différentes mesures au vibromètre laser ont été réalisées au CEVAA.

Ce banc est conçu pour mesurer le champ de déplacement de la plaque. La méthode de résolution inverse qui est présentée dans la section suivante est alors appliquée afin de quantifier les propriétés apparentes de la structure (mousse + plaque en acier) dans la zone de mesure.

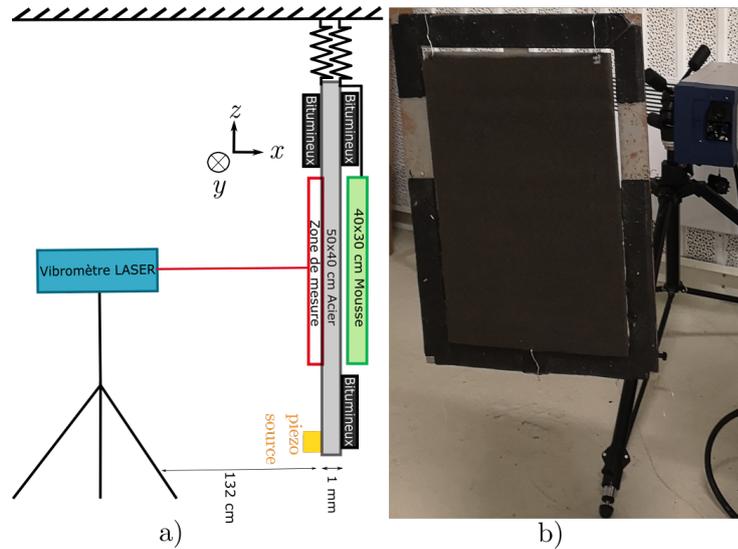


FIGURE 3.5 – Schéma du banc de mesure des propriétés apparentes de la structure mousse-plaque a), photographie du montage b) à la verticale.

3.4 Amélioration de la méthode de Résolution Inverse Corrigée, Fenêtrée et Filtrée (RICFF)

La méthode de champs par résolution inverse a été présentée dans le chapitre 1. Trois types de régularisation existent : Filtrée et Fenêtrée (RIFF) [86], Corrigée (RIC) [89] et Bayésienne (RIB) [94]. Lors de précédentes études, cette méthode a permis de quantifier de manière fréquentielle et spatiale, l'apport d'amortissement de mousse ou autres matériaux amortissants sur des structures de type plaque ou poutre [84, 89]. Cette technique paraît appropriée dans cette étude pour identifier l'amortissement apparent apporté par une mousse d'habillage sur une plaque en acier pour différentes interfaces. Dans le cadre de mes travaux, une amélioration de la méthode est apportée en associant les méthodes RIFF et RIC. Une des limites de la méthode RIC est la caractérisation des propriétés apparentes uniquement pour les hautes fréquences, puisqu'elle exploite le pas spatial entre chaque point. Inversement, la méthode RIFF est limitée aux basses - moyennes fréquences, dues à l'utilisation d'un filtre passe-bas et d'une fenêtre spatiale qui peuvent être des fonctions sur supports trop larges pour être utilisées sur une petite surface (comparativement à la longueur d'onde vibratoire). En combinant les deux méthodes, la bande de fréquences de la résolution inverse est élargie. La limite hautes fréquences correspond à celle de la méthode RIC, quant à la limite basses fréquences, elle est liée à celle de la méthode RIFF.

La méthode de Résolution Inverse Corrigée, Fenêtrée et Filtrée (RICFF), illustrée dans la figure 3.6, est l'association des méthodes RIFF et RIC permettant d'identifier dans le domaine de

l'espace et des fréquences, les propriétés apparentes sur une zone réduite d'une large structure. Connaissant les champs de déplacement de notre système d'étude, les dérivées spatiales d'ordre 4 sont déterminées à l'aide d'un schéma aux différences finies centré en 13 points. Puis, les schémas sont corrigés à l'aide des coefficients correcteurs $\tilde{\mu}$ et $\tilde{\nu}$ (équation 1.60), initialement 1, permettant de calculer une première estimation du nombre d'onde de flexion fixé à 1 à l'aide d'une résolution par moindres carrés. Ce nombre d'onde est utilisé pour en calculer un nouveau, à l'aide de la même résolution par moindres carrés en fenêtrant et filtrant les champs de déplacements mesurés, ainsi que les schémas aux différences finies corrigés. Ces calculs sont itérés 10 fois pour optimiser la détermination du nombre d'onde de flexion pour finalement quantifier les propriétés apparentes de la structure.

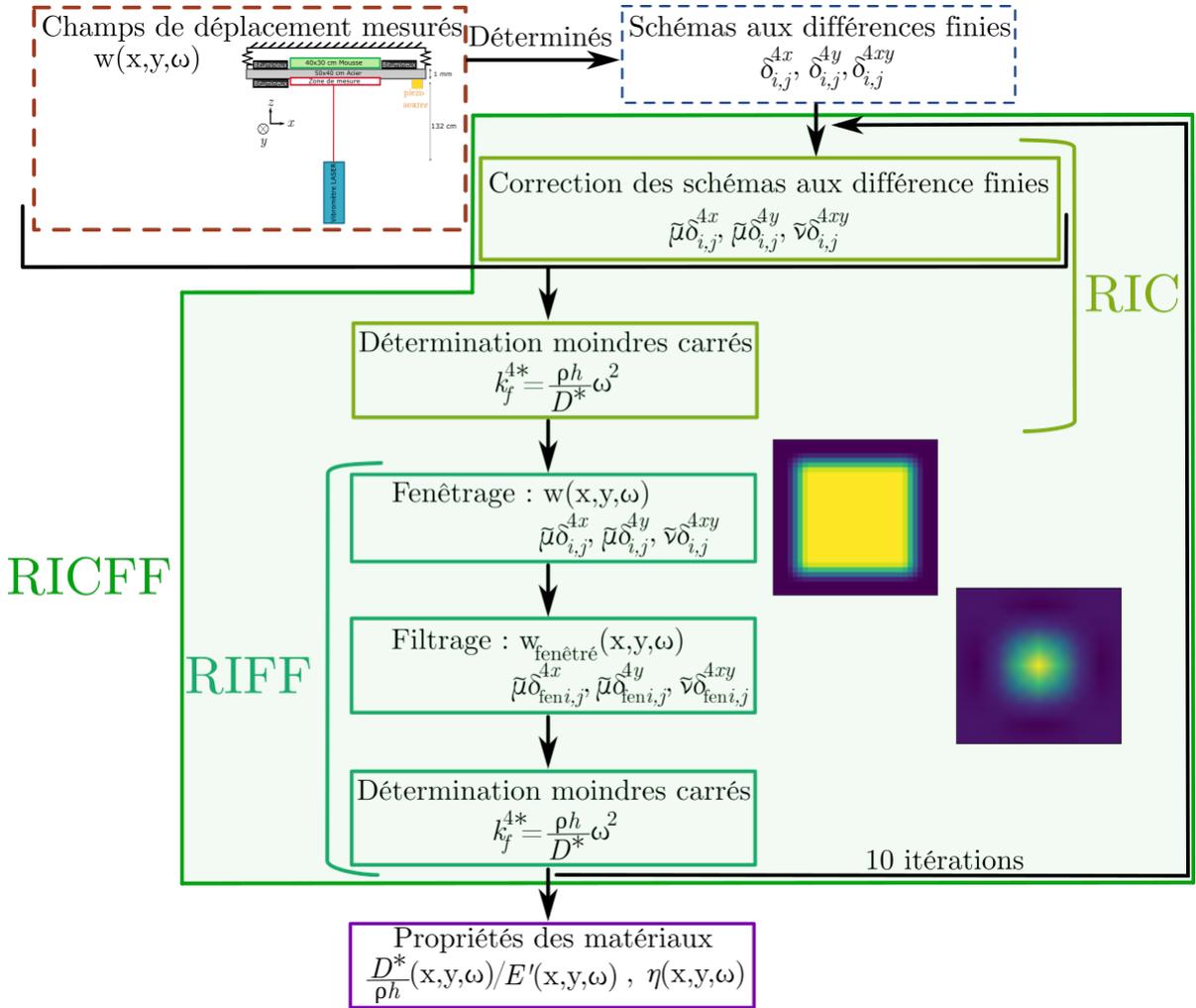


FIGURE 3.6 – Principe de la méthode de Résolution Inverse Corrigée, Fenêtrée et Filtrée (RICFF).

Dans la méthode RIFF, le nombre d'onde de coupure a besoin d'être optimisé pour chaque

fréquence, selon le résidu de la solution des moindres carrés. Cette optimisation se fait en fonction du niveau de bruit présent lors des mesures. Lorsque la méthode RIFF est associée à la méthode RIC, le nombre d'onde de coupure est déduit d'après la correction du schéma aux différences finies. Effectivement, un des avantages de la méthode RIC est sa boucle d'itération utilisée pour optimiser le nombre d'onde de flexion de la plaque. Pour une bonne estimation des propriétés apparentes, et un temps de calcul réduit, 10 itérations sont faites dans le cas de notre étude. Le nombre d'onde optimisé est présenté sur la figure 3.7.

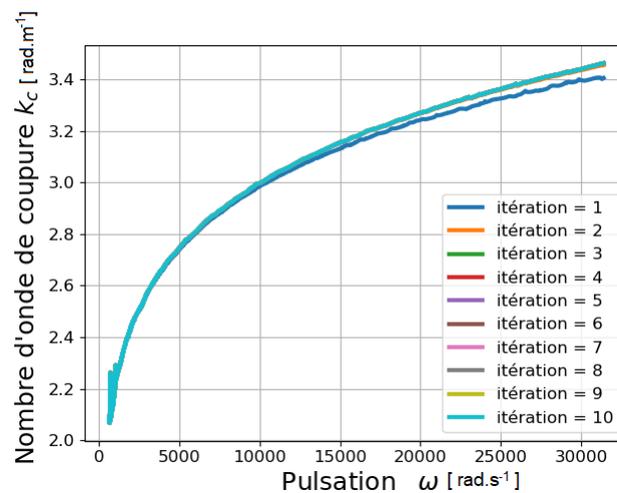


FIGURE 3.7 – Nombre d'onde de coupure en fonction de la pulsation pour chaque itération pour une mesure de la plaque nue.

D'après la figure 3.7, le nombre d'onde converge au bout de quelques itérations en fonction de la pulsation. L'écart avec les valeurs obtenues à la neuvième itération est inférieure à 10^{-5} .

Pour mieux comprendre l'intérêt de cette combinaison des méthodes RIFF et RIC, la figure 3.8 illustre les propriétés de la plaque seule en acier (figure 3.4) déterminées par les méthodes RI, RIFF, RIC et RICFF.

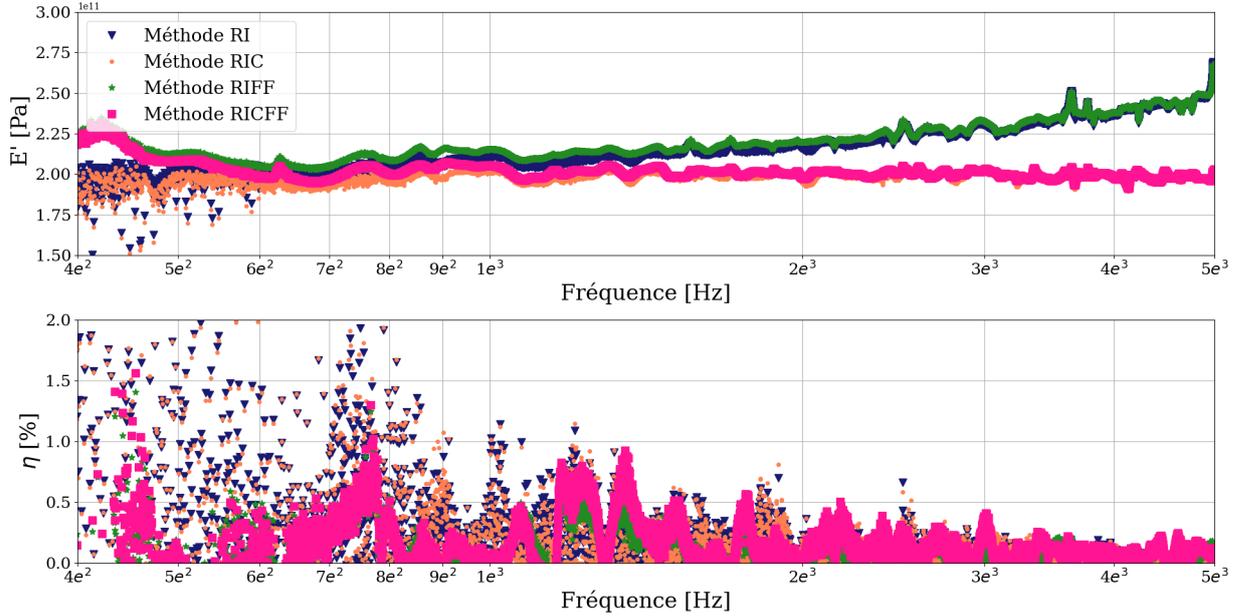


FIGURE 3.8 – Caractérisation dans le domaine des fréquences des propriétés ($E' = 210$ GPa et $\eta = 0.1\%$) de la plaque en acier pour les différentes méthodes de résolution inverse (RI, RIFF, RIC et RICFF).

La méthode RI est sensible aux bruits de mesures, d'où le nuage de points en basses fréquences pour le module de stockage et facteur de perte apparents. En hautes fréquences, le schéma aux différences finies apporte un biais clairement visible pour les méthodes RI et RIFF. La méthode RIC corrige ce biais, mais ne diminue pas le bruit de mesure pour les basses fréquences. La méthode RIFF améliore fortement les résultats obtenus en basses fréquences. La méthode RICFF associe une estimation satisfaisante en basses fréquences des propriétés des matériaux par la méthode RIFF et la correction du biais en hautes fréquences permise par la méthode RIC. Ici, la limite basse fréquence à 400 Hz est liée à la méthode RIFF, effectivement la zone étudiée limite la bande de fréquences dans laquelle la méthode RIFF peut être utilisée. Dans la suite de ce travail, cette limite sera toujours la même, car la zone d'étude reste inchangée. Pour la limite haute fréquence, elle est liée à l'excitateur utilisé, qui a une plage de fréquence effective de 50 à 5 000 Hz.

L'identification des propriétés apparentes est effectuée pour la plaque seule et la plaque surmontée de la mousse. Dans le cas de la plaque seule, la masse volumique de l'acier et le coefficient de Poisson sont connus, il est possible d'exprimer le module de stockage E' et le facteur de perte η . Dans le cas avec la mousse, ces propriétés (ρ et ν) ne sont pas connues, il est préférable de conserver la partie réelle de $\frac{D}{\rho h}$ pour comprendre le comportement en raideur de la structure, et le rapport de la partie imaginaire sur la partie réelle de $\frac{D}{\rho h}$ pour le facteur de perte η . Pour garder une uniformité des notations tous les résultats sont exprimés en fonction de $\frac{D}{\rho h}$.

3.5 Détermination des propriétés apparentes obtenues au vibromètre laser

Les différentes configurations testées par la suite pour quantifier les mécanismes d'amortissements sont représentées sur la figure 3.9.

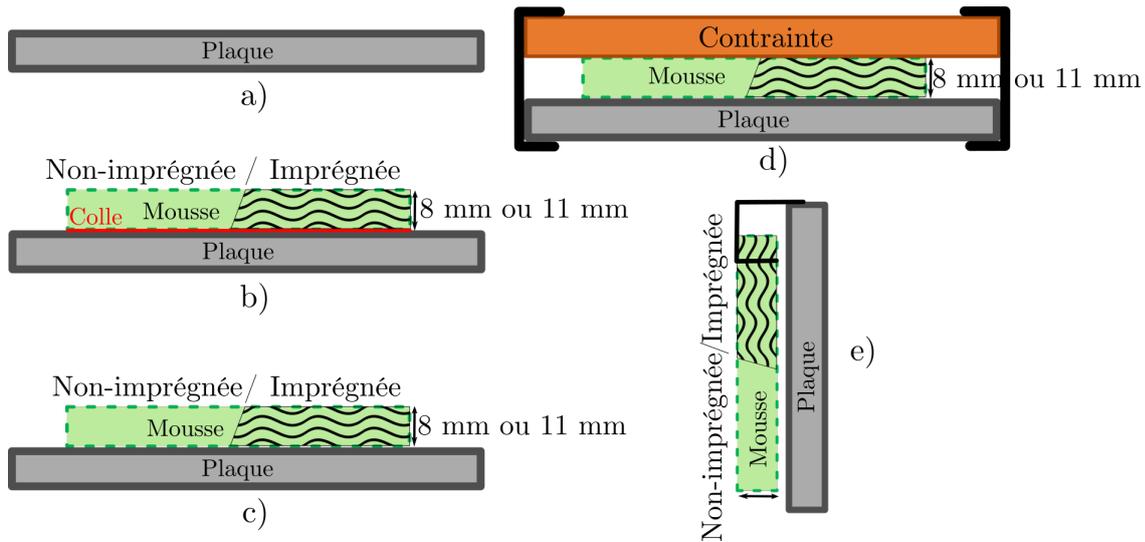


FIGURE 3.9 – Schémas des différentes configurations testées pour deux épaisseurs (8 et 11 mm) de mousse imprégnée ou non : plaque nue a), plaque + mousse collée b), plaque + mousse posée c), plaque + mousse posée contrainte par un carton d) et mousse approchée (sans contact) de la plaque e).

Quatre configurations sont testées pour une mousse de 8 ou 11 mm, imprégnée ou non. La masse volumique de la mousse imprégnée est de 65.44 kg.m^{-3} . Au total, 17 mesures sont effectuées pour quantifier l'amortissement de l'intégralité des configurations. Dans les cas c) et d) de la figure 3.9, l'interface entre la mousse et la plaque est simplement posée, il n'y a pas de colle à l'interface. Pour la plaque de contrainte dans le cas d) de la figure 3.9, il n'y a aucune colle à l'interface mousse - plaque et à l'interface mousse-plaque de contrainte. Pour la configuration mousse approchée de la plaque comme présentée dans la figure 3.9 e), la mousse est à quelques millimètres ($\sim 5 \text{ mm}$) de distance de la plaque en acier. Pour maintenir la mousse proche de la plaque, des fils de fer transpercent la mousse et sont crochetés sur les patches bitumineux placés sur le contour de la plaque comme présentés sur la figure 3.5.

Plusieurs configurations sont testées pour observer les variations d'amortissement apparent que peu apporter la mousse selon son interface avec la plaque. Dans le cas de la configuration

mousse collée, une colle repositionnable est utilisée pour permettre de retirer la mousse sans l'abîmer et de la réutiliser pour d'autres configurations. Dans le cas de la configuration avec la plaque de contrainte en carton, où aux deux interfaces de la mousse (interface mousse-acier et interface mousse-carton) aucune colle n'est utilisée, cela se rapproche de ce qui est déjà existant dans les véhicules. Effectivement, dans une volonté d'alléger les véhicules, les constructeurs automobiles utilisent des plaques de cartons pour traiter les bruits aéroacoustiques et le bruit de pluie au niveau des pavillons de toit des véhicules. Pour cette configuration, la plaque de contrainte a la même dimensions que la plaque en acier, soit de 500×400 mm. La compression statique de la structure acier-mousse est réalisée à l'aide de quatre serres-joints sur les quatre cotés.

Dans un premier temps, des tests de validation de la méthodologie sont effectués (répétabilité, test de linéarité, reproductibilité partielle et totale). Différents changements de contact à l'interface sont étudiés pour une mousse de 11 mm imprégnée. Les résultats pour la mousse de 8 mm imprégnée sont décrits dans l'annexe B. Lors des mesures dans les configurations pour lesquelles les mousses sont collées, une colle repositionnable permet de décoller la mousse sans l'endommager. Ensuite, une comparaison des deux épaisseurs de mousses imprégnées est effectuée pour différents types de contacts. Enfin, des comparaisons selon l'imprégnation de la mousse de 11 mm sont finalement décrites.

3.5.1 Validation de la méthodologie pour la caractérisation de l'amortissement

Des tests de répétabilité, linéarité et reproductibilité totale sont effectués pour valider la méthodologie mise en place (banc d'essai + post-traitement RICFF), pour une configuration où la plaque est nue. Dans le cas des tests de reproductibilité partielle, les résultats sont présentés pour une configuration où la mousse de 11 mm est collée à la plaque.

Répétabilité

En dessous de 400 Hz, l'écart entre les deux mesures pour le $\frac{D}{\rho h}$ est importante, la mesure est donc considérée comme répétable à partir de 400 Hz. La limite basses fréquences est liée à la taille de la zone de mesure, ce qui ne permet pas à la méthode RICFF de déterminer les propriétés des matériaux en dessous de cette fréquence. Dans le reste de la bande de fréquences étudiée, la rigidité divisée par la masse surfacique est relativement équivalente pour les deux mesures.

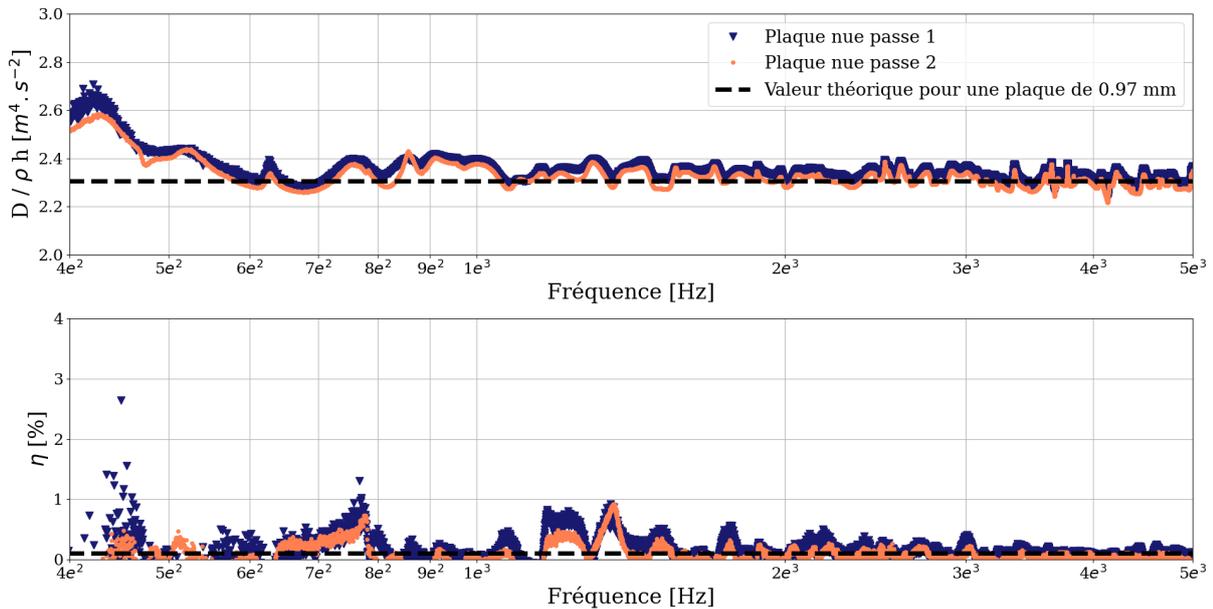


FIGURE 3.10 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour deux mesures effectuées sur la plaque nue.

Si cette quantité est ramenée à un module de stockage, il correspond à environ 210 GPa, soit de l'acier. Les valeurs théoriques des propriétés (pour une épaisseur de 0.97 mm) correspondent aux valeurs identifiées lors des mesures.

Les résultats obtenus pour le facteur de perte divergent en basses fréquences entre les deux mesures. L'amortissement observé dans ce cas est faible. Par la suite, lorsque le facteur de perte apparent identifié est plus important, cette différence n'est plus visible. Effectivement, la méthode RICFF ne permet pas de déterminer l'amortissement lorsque celui-ci est trop faible. La mesure est considérée comme répétable dans la bande de fréquences allant de 400 à 5 000 Hz.

Test de linéarité

Pour le test de linéarité, la force injectée par le pot vibrant est de 0.015 N et de 0.025 N. En moyennes et hautes fréquences, les propriétés des matériaux sont relativement identiques. Un écart est constaté en basses fréquences à la fois pour les rapports de rigidité sur masse et facteur de perte apparents. Pour la mesure de 0.025 N, les valeurs sont plus dispersées que pour celle de 0.015 N.

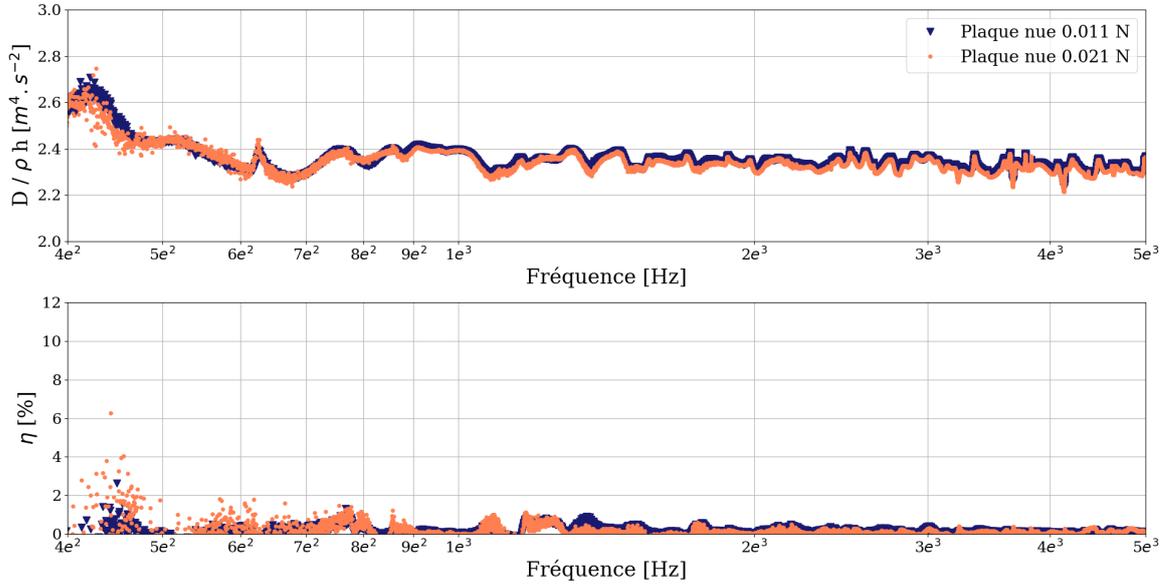


FIGURE 3.11 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour des mesures de 0.015 N et de 0.025 N effectuées sur la plaque nue.

Reproductibilité partielle

Les mesures de reproductibilité partielle sont réalisées pendant la même campagne d'essais. Le système de mesure n'a pas été démonté (vibromètre, plaque, source), mais une mesure est effectuée avec une autre épaisseur de mousse entre les deux mesures obtenues sur la figure 3.12, cela signifie que la mousse de 11 mm imprégnée a été décollée puis recollée.

Les mesures de reproductibilité partielle obtenues sont présentées dans le cas de la configuration avec une mousse de 11 mm imprégnée collée sur la plaque en acier, afin de valider la méthodologie pour l'identification des propriétés structurales du système complet (plaque + mousse). Les résultats obtenus décrivent des allures proches en moyennes et hautes fréquences pour l'identification des propriétés apparentes de la structure. En basses fréquences, une dispersion des résultats obtenus est perçue, pour les deux propriétés de la structure. Un léger décalage du pic d'amortissement est visible aux alentours de 4 000 Hz. La mesure reste reproductible partiellement.

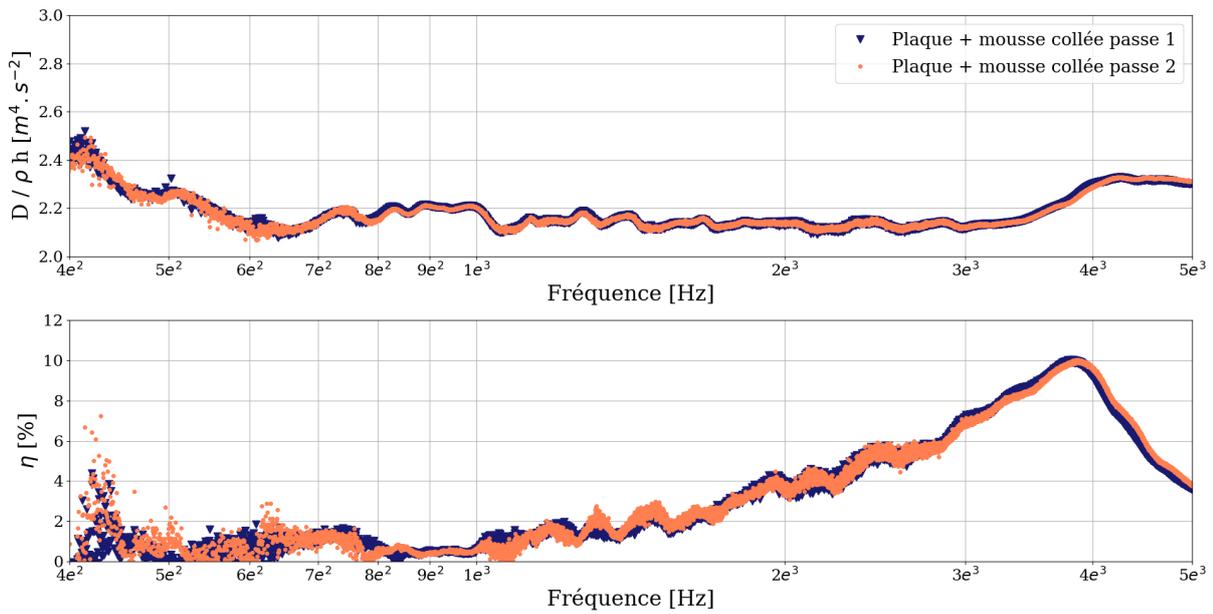


FIGURE 3.12 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour deux mesures effectuées sur mousse de 11 mm imprégnée collée sur la plaque, afin de tester la reproductibilité partielle de la méthodologie.

Reproductibilité totale

Les mesures présentées dans cette partie ont été effectuées 6 mois plus tard, par rapport aux précédentes. Le système a été complètement démonté puis remonté.

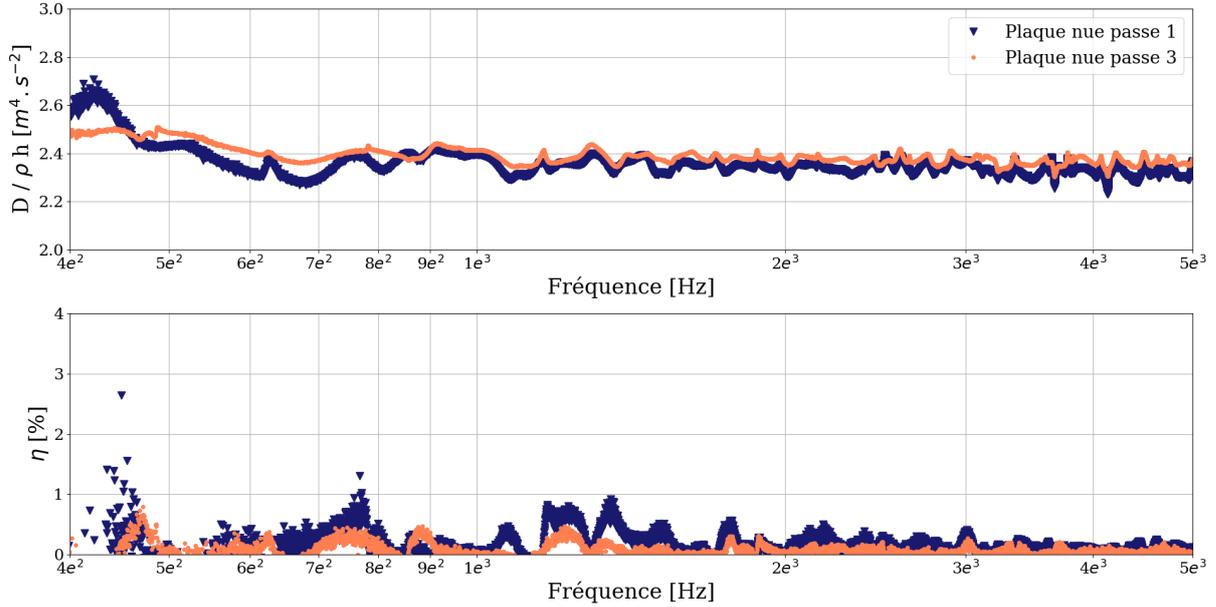


FIGURE 3.13 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour deux mesures effectuées sur la plaque nue à 6 mois d’intervalle.

Une différence est présente entre les deux mesures obtenues dans le cas du rapport de la rigidité sur la masse, plusieurs éléments peuvent être à l’origine de cet écart. Une des principales pistes possibles est la mise en place du banc de mesure. Lorsque le système de mesure est placé sous la plaque et que le maillage de la zone d’étude est réalisé, la distance entre le vibromètre et la plaque n’est pas exactement identique. Cela signifie que le maillage utilisé doit être réadapté pour mesurer la même zone que pour les mesures précédentes. Cependant, le pas spatial entre chaque point de mesure Δx n’est plus identique. Ce pas spatial est un élément crucial de la méthode RICFF puisqu’il est utilisé pour le calcul des différences finies dans les équations 1.49, 1.50 et 1.51. La différence du pas spatial entre les deux mesures, présentées dans la figure 3.14, est de 0,0388 mm. Il est donc important de prendre des précautions sur la mise en place du vibromètre laser et principalement sur le maillage de mesure pour limiter l’erreur de la méthode RICFF lors de la détermination des paramètres apparents. Il pourrait être intéressant de travailler sur la robustesse de ce paramètre Δx pour limiter l’erreur apportée sur la détermination des paramètres apparents.

Dans l’ensemble, les différentes courbes présentées dans cette partie sont assez similaires. D’après ces résultats, la méthodologie (banc de mesure + post-traitement RICFF) mise en place est considérée comme répétable, reproductible et linéaire. Cette méthodologie permet d’observer les variations des propriétés apparentes de la structure (plaque + mousse) pour chacune des configurations présentées sur la figure 3.9.

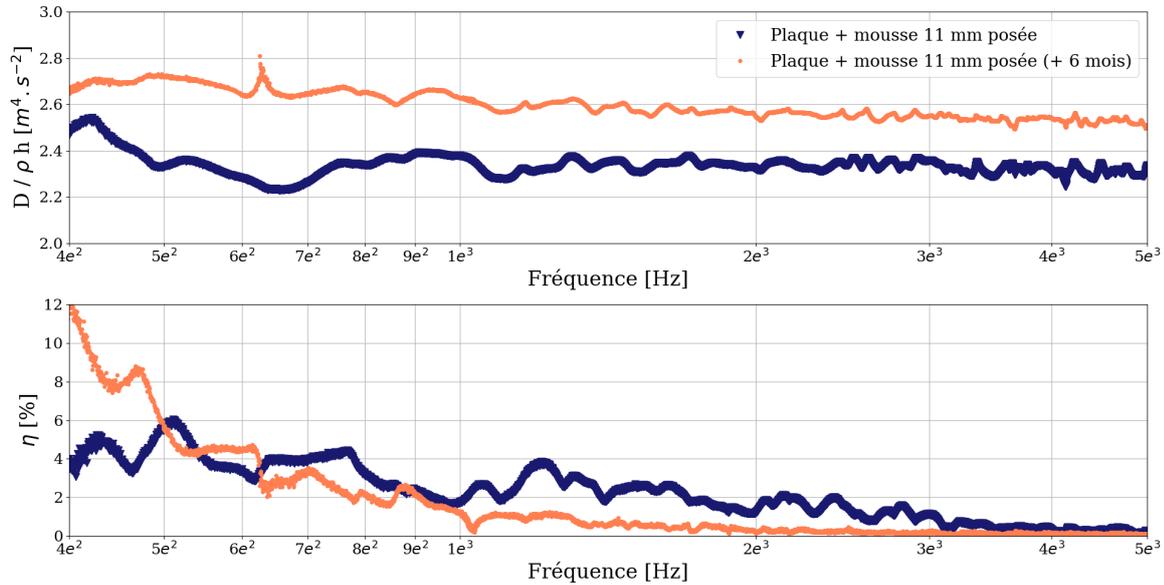


FIGURE 3.14 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour deux mesures effectuées sur la plaque + mousse de 11 mm imprégnée collée à 6 mois d'intervalle.

3.5.2 Changement de contact à l'interface mousse-plaque pour une mousse de 11 mm imprégnée

Plusieurs contacts au niveau de l'interface mousse-plaque sont testés dans le but de mettre en évidence divers mécanismes d'amortissements évoqués dans le chapitre 1. L'avantage de l'utilisation de la méthode RICFF est de quantifier dans le domaine fréquentiel et spatial ces amortissements d'interfaces. Le changement de contact selon les différentes configurations présentées sur la figure 3.9 est mesuré pour la mousse de 11 mm imprégnée. Le rapport rigidité sur masse et le facteur de perte apparent sont tracés en fonction de la fréquence. D'autres mesures effectuées sur une mousse de 8 mm imprégnée sont présentées en annexe B.

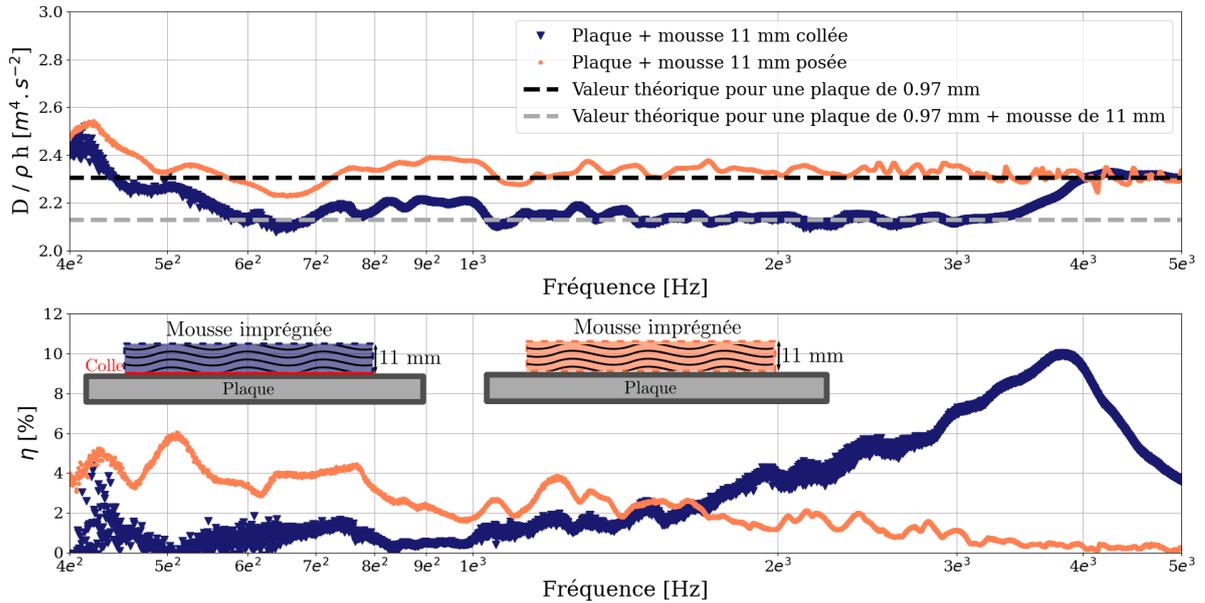


FIGURE 3.15 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour une mesure avec une mousse de 11 mm imprégnée collée ou posée sur la plaque.

Le rapport rigidité sur masse est différent entre l'interface collée et posée. Dans le cas de la mousse collée, un écart est présent entre 500 et 4 000 Hz, jusqu'à atteindre la même valeur que la mousse posée. Quant à la configuration avec la mousse posée, le rapport rigidité sur masse varie peu en fonction de la fréquence et correspond à celui de la plaque nue. La différence du rapport rigidité sur masse en basses fréquences, observée pour la mousse collée, peut être liée à un effet de masse. Ce type de phénomène se rapproche du comportement vibratoire d'un matériau viscoélastique, comme présenté dans l'état de l'art (chapitre 1). Ces matériaux changent de module de stockage en fonction de la fréquence, ici entre 3 500 et 4 000 Hz. La mousse lorsqu'elle est collée se déforme en extension, à la différence lorsqu'elle est simplement posée, elle n'est plus en contact avec la plaque. Dans ce cas, la mousse affecte moins la structure principale et la rigidité identifiée est proche de celle de la plaque nue.

Dans le cas du facteur de perte apparent, le type de contact entre la plaque et la mousse a un impact important. Dans la configuration pour laquelle la mousse est collée, un pic d'amortissement est présent entre 1 500 Hz et 5 000 Hz, dans la même bande de fréquences contenant une augmentation du rapport rigidité - masse. Cela est en accord, avec l'évolution fréquentielle du comportement des matériaux viscoélastiques : une variation de rigidité s'accompagne d'une variation d'amortissement. De plus, le facteur de perte apparent mesuré est de l'ordre de 10%. Dans le cas de la mousse posée, le facteur de perte apparent décroît avec la fréquence jusqu'à atteindre l'amortissement de la plaque en acier vers 3 500 Hz. L'amortissement apparent dé-

terminé en basses fréquences de ce cas est non-négligeable. Pour valider ces observations, les modules des déplacements utilisés pour obtenir ces différents facteurs de perte apparents sont présentés sur la figure 3.16.

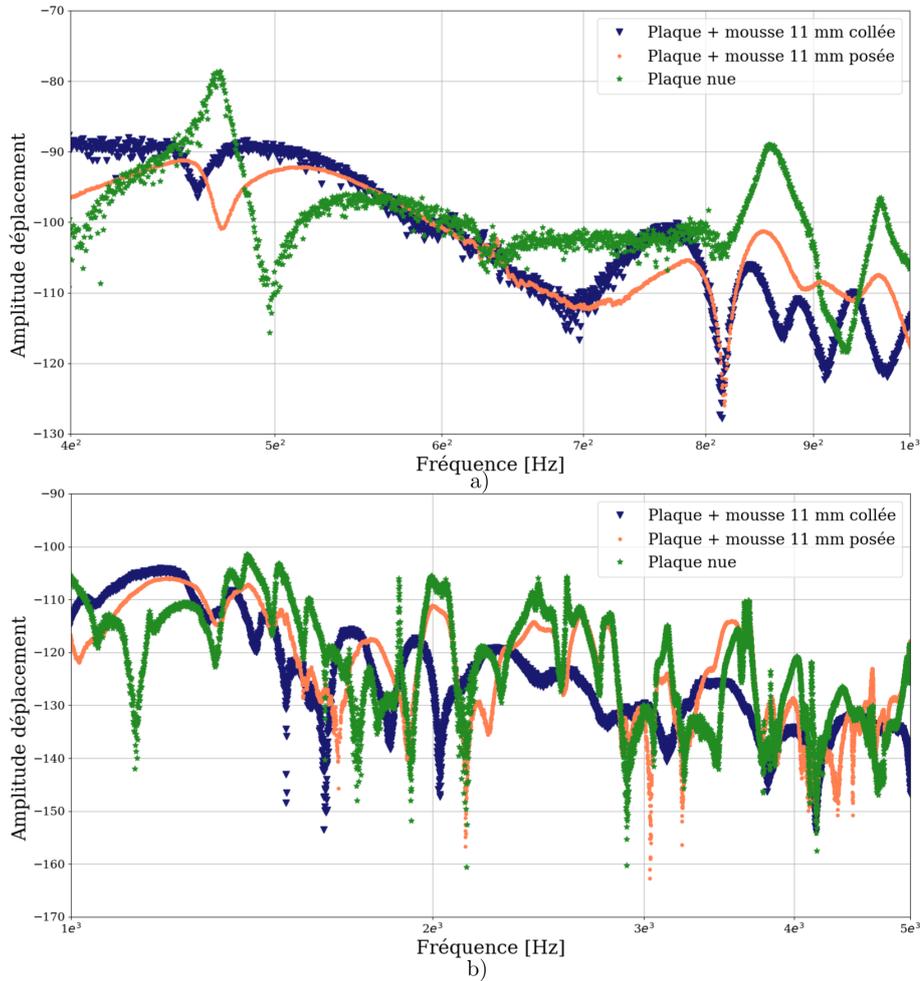


FIGURE 3.16 – Moyenne spatiale du module de déplacement de la plaque en acier avec différentes configurations d'interface mousse-plaque en fonction de la fréquence pour deux bandes de fréquences : entre 400 et 1 000 Hz a) et 1 000 et 5 000 Hz b).

Dans le cas de la bande de fréquences entre 400 et 1 000 Hz, l'amplitude de déplacement de la structure mousse posée sur la plaque est plus faible et les pics des fréquences de résonances sont plus étalés que pour le système mousse-plaque collée. À l'inverse, dans la bande de fréquences entre 1 000 et 5 000 Hz, l'amplitude de déplacement du système mousse-plaque pour l'interface posée est proche de celle observée pour la plaque nue, cela confirme bien qu'à une certaine fréquence cette configuration de mousse n'apporte que très peu d'amortissement à la plaque. Dans le cas du système mousse-plaque avec une interface collée, l'amplitude de déplacement est plus faible que les deux autres systèmes sur toute la bande de fréquences 1 000 à 5 000 Hz.

Les lobes d'amortissement sont beaucoup plus étalés en hautes fréquences, surtout entre 3 000 et 4 000 Hz. L'aplatissement des pics de résonances décrit la présence d'amortissement, comme l'identification qui est effectuée par la méthode RICFF.

Pour comprendre quels sont les phénomènes présents lorsque la mousse est simplement posée, d'autres configurations sont testées. Pour maximiser le contact à l'interface mousse-plaque sans colle, la mousse posée sur la plaque en acier est contrainte (sans collage) par une plaque en carton. La contrainte du carton comprime d'un ou deux millimètres la mousse de 11 mm imprégnée. Les résultats obtenus sont comparés à la plaque avec la mousse posée et présentés sur la figure 3.17.

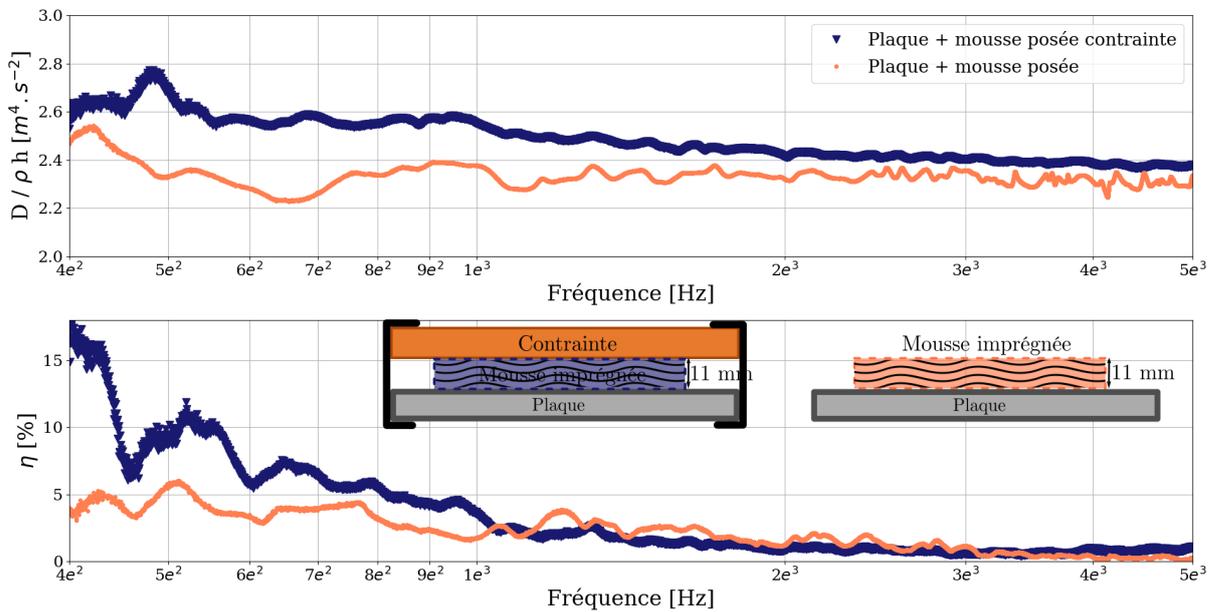


FIGURE 3.17 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour une mousse de 11 mm imprégnée posée sur la plaque avec ou sans contrainte.

Au niveau du rapport rigidité sur masse, les résultats obtenus sont différents car les deux mesures sont effectuées à 6 mois d'intervalle. Des précautions doivent être prises sur l'analyse de cette figure à cause des écarts observés dans le test de reproductibilité. Cependant, des tendances visibles permettent d'obtenir des signatures sur les configurations testées. En basses fréquences, le rapport rigidité sur masse est plus important, la contrainte par le carton apporte de la masse et de la rigidité à la structure. L'apport de rigidité paraît plus important que l'apport de masse dans ce cas.

Le facteur de perte apparent de la mousse contrainte est supérieur à celui sans contrainte entre 400 et 1 000 Hz. Entre 1 000 et 3 000 Hz, le facteur de perte de la mousse simplement posée est légèrement supérieur que lorsqu'elle est contrainte. Au-delà de 3 000 Hz, c'est de nouveau la

configuration mousse contrainte qui a un facteur de perte apparent supérieur. De nouveau selon la bande de fréquences à amortir, l'interface de contact entre la mousse et la plaque affecte la capacité de dissipation de la mousse.

Lorsque la mousse est contrainte, le frottement entre les deux structures est favorisé, ainsi que le transfert d'énergie de la plaque vers la mousse. À la différence, les chocs entre la mousse et la plaque sont fortement réduits.

Pour savoir si l'un des phénomènes qui apporte de l'amortissement correspond à une fine lame d'air entre la mousse et la plaque, comme présenté dans le chapitre 1, la configuration du banc, présentée sur la figure 3.5, est utilisée pour approcher la mousse près de la plaque, sans que les deux matériaux ne soient contact. La distance entre la mousse et la plaque est de quelques millimètres. Les résultats obtenus sont illustrés sur la figure 3.18.

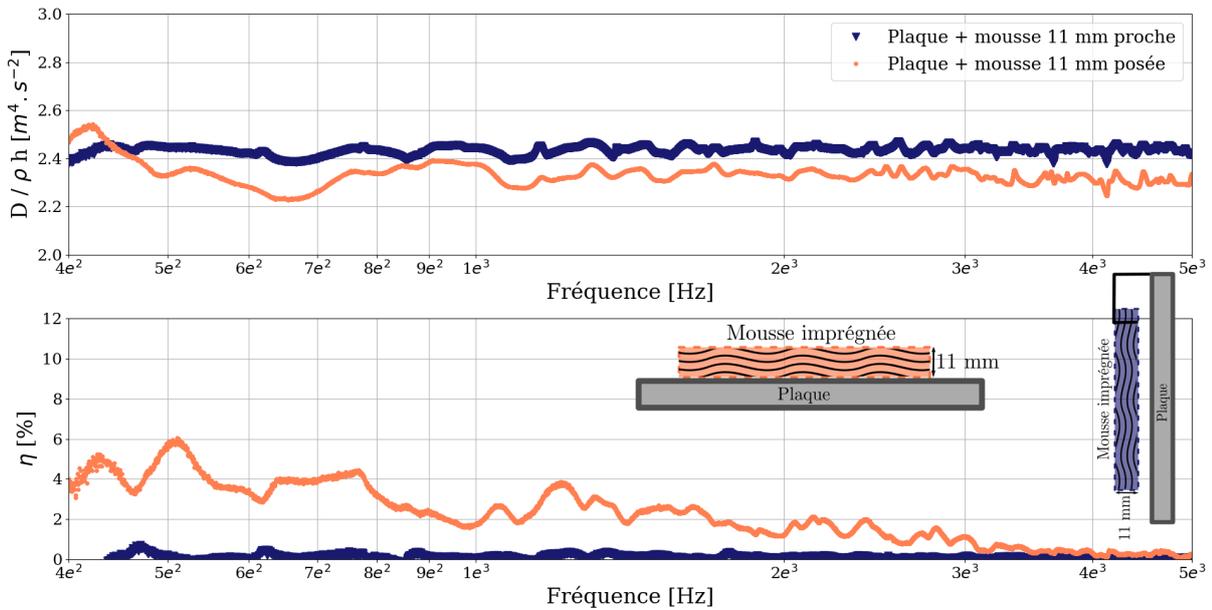


FIGURE 3.18 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour une mousse de 11 mm imprégnée posée sur la plaque et approchée de la plaque.

Les mesures sont effectuées à 6 mois d'intervalle, ce qui explique la différence observée pour le rapport rigidité - masse. Dans le cas où la mousse de 11 mm imprégnée est approchée de la plaque, le rapport rigidité - masse est constant sur la bande de fréquences étudiée, cela est proche de ce qui est observé pour les mesures de la plaque seule, présentées dans la figure 3.13. Les résultats obtenus pour la plaque seule présentent un $D/\rho.h \simeq 2.4$, qui est équivalent à ce qui est obtenu pour la mesure avec la mousse approchée de la plaque. Il n'y a donc aucun impact de la mousse sur la rigidité apparente de la plaque.

Lorsque la mousse de 11 mm imprégnée est rapprochée de la plaque, le facteur de perte apparent correspond à celui de la plaque seule. Aucun changement sur la dissipation n'est mesuré par notre méthodologie. Cela exclut l'hypothèse d'un amortissement lié au rayonnement de la plaque vers la mousse ou de l'effet d'une fine lame d'air à l'interface.

Le contact à l'interface a une influence importante à la fois sur le rapport rigidité sur masse et sur l'amortissement. Des premiers éléments de réponse pour comprendre quels phénomènes dissipent de l'énergie sont dégagés, à l'aide des différentes interfaces testées entre la mousse et la plaque. Dans le cas de la mousse collée, le mécanisme de dissipation peut correspondre à un effet viscoélastique de la mousse. Dans le cas de la mousse posée, l'effet d'amortissement apporté par une lame d'air est clairement écarté au regard des résultats obtenus. Pour valider ou réfuter certaines hypothèses, des éléments de comparaison sont présentés par la suite à l'aide des résultats analytiques et numériques issus des modèles du chapitre 1 et des simulations du chapitre 2. Des mesures à la caméra rapide sont aussi présentées par la suite pour comprendre quel phénomène est à l'origine de l'amortissement lorsque la mousse est simplement posée.

Par la suite, une comparaison entre les deux épaisseurs de mousse est faite, pour observer l'effet de l'épaisseur sur les propriétés apparentes de la structure.

3.5.3 Variation de l'épaisseur pour la mousse imprégnée

Les mousses de 8 et 11 mm imprégnées sont comparées, pour une interface collée et posée, afin de savoir si l'épaisseur est un paramètre important sur l'apport d'amortissement de la mousse. Pour une interface collée, les résultats obtenus concernant les deux épaisseurs sont présentés sur la figure 3.19, dans le cas de l'interface posée, les résultats sont illustrés sur la figure 3.20.

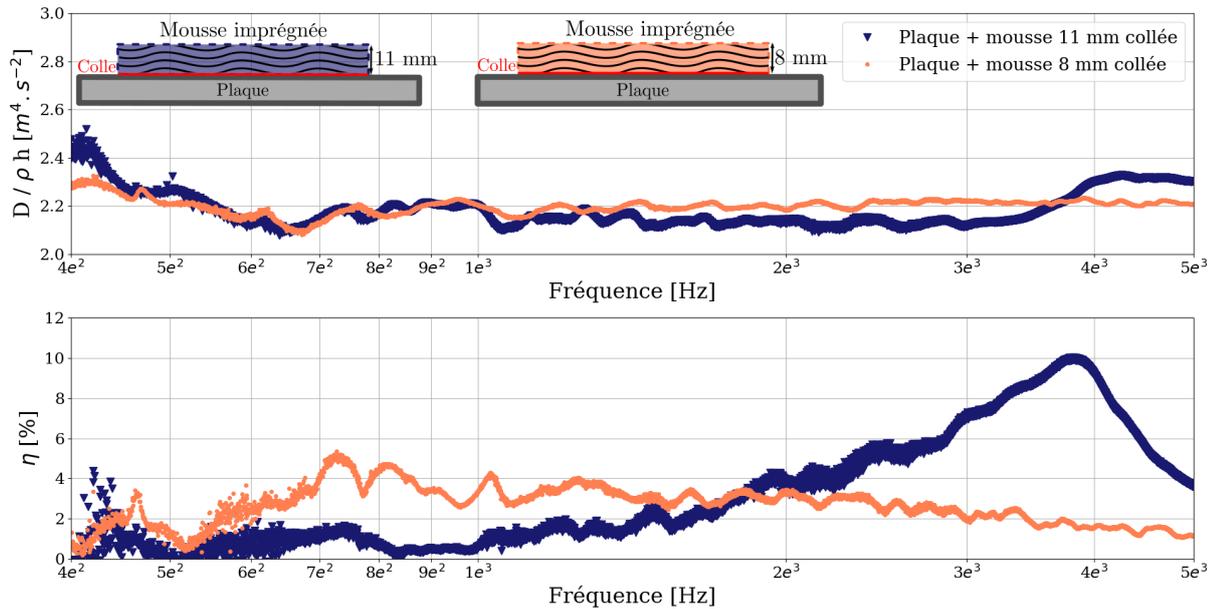


FIGURE 3.19 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour une plaque habillée avec une mousse imprégnée de 11 ou 8 mm collée.

Les courbes ont la même allure, sauf en hautes fréquences, la variation forte du rapport rigidité - masse n'est présente que pour la mousse de 11 mm, qui s'explique par le mode de pompage de la mousse¹. La fréquence de ce mode se situe autour de 3 800 Hz. L'effet de masse de la mousse de 8 mm est observé, surtout au-delà de 4 000 Hz. Si la mousse de 8 mm n'avait pas d'effet sur le rapport rigidité sur masse, celui-ci devrait être identique à la mousse pour une épaisseur de 11 mm au-delà de cette fréquence. Selon les travaux de Ungar-Kerwin [11], l'effet viscoélastique en fréquence d'une structure amortie par un matériau viscoélastique est dépendante de l'épaisseur de ce matériau. La bande de fréquence étudiée est sûrement insuffisante pour observer la variation du rapport rigidité - masse pour la mousse de 8 mm, qui doit être supérieure à 5 000 Hz. La fréquence du mode de pompage de la mousse de 8 mm se situerait au alentour de 5 300 Hz.

Pour l'amortissement, le facteur de perte apparent est différent entre les deux épaisseurs de mousses mesurées. Le facteur de perte obtenu avec la mousse de 8 mm est presque constant sur une certaine bande de fréquences (700 - 2 000 Hz), alors que pour la mousse de 11 mm, le facteur de perte est faible sur cette même bande de fréquence. Cette différence observée est difficile à expliquer, une hypothèse peut être qu'un transfert d'énergie plus important est présent pour la configuration avec la mousse de 8 mm où un effet de cisaillement dans la mousse augmente le couplage lorsque l'épaisseur diminue. En hautes fréquences, aucune variation de

1. $\text{Fréquence}_{\text{Mode_Pompage}} = \frac{\sqrt{\frac{E}{\rho}}}{4h}$

l'amortissement n'est observée pour la mousse de 8 mm à la différence du facteur de perte identifié pour la configuration avec la mousse de 11 mm. Effectivement le pic d'amortissement est lié à la fréquence de résonance du mode de pompage de la mousse de 11 mm, déterminée à 3 800 Hz, via l'équation¹. Celle de la mousse de 8 mm devrait se trouver autour de 5 300 Hz. Pour s'en assurer, il faudrait déterminer l'amortissement apparent dans une gamme de fréquences plus importante. Cependant, cette dépendance de l'épaisseur de la mousse en fonction de la bande de fréquences dans laquelle son amortissement est optimum permettrait de déterminer l'épaisseur adéquate pour une plage de fréquences souhaitée.

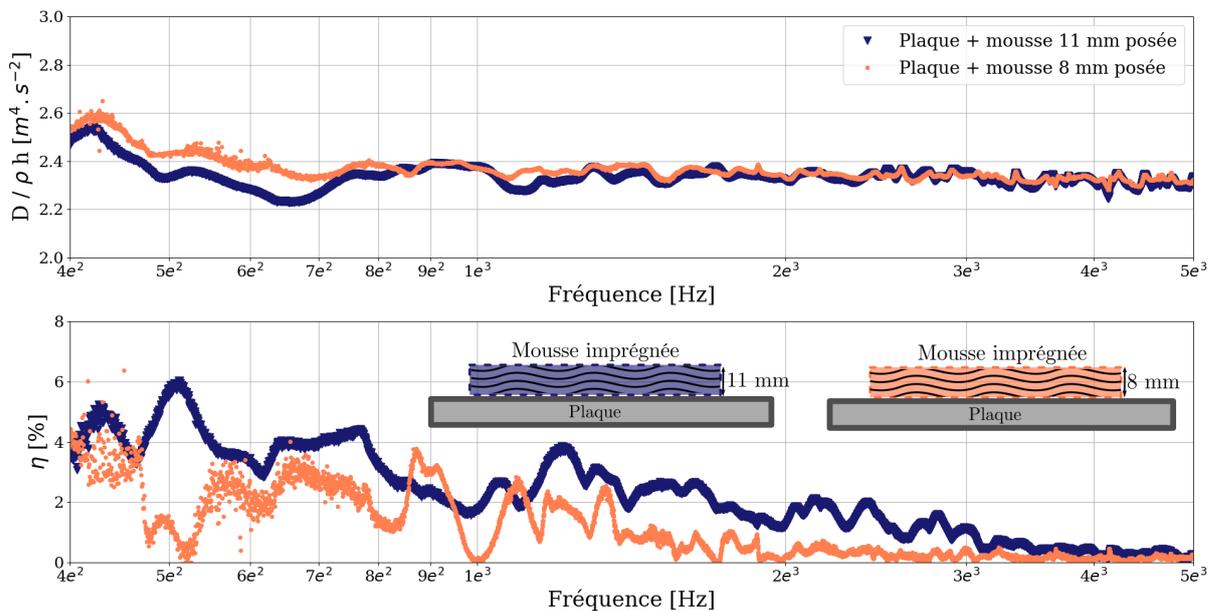


FIGURE 3.20 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η en fonction de la fréquence pour une plaque habillée avec une mousse imprégnée de 11 ou 8 mm posée.

Dans le cas de la configuration pour la mousse posée, le rapport rigidité sur masse est indépendant de l'épaisseur et reste équivalent aux valeurs obtenues pour la plaque nue, sauf en basses fréquences où les résultats pour la mousse de 11 mm sont plus faibles que ceux de la mousse de 8 mm. Cette nuance dans les résultats peut représenter un effet de masse apporté par la mousse de 11 mm, car celle-ci n'est pas contrainte à la plaque, elle ne joue que très peu sur la rigidité de la plaque.

Le facteur de perte apparent pour les deux configurations a une allure similaire, il décroît en fréquence. La différence entre les deux épaisseurs de la mousse est la bande de fréquences pour laquelle la structure amortit les vibrations. Les pourcentages d'amortissement des deux épaisseurs sont assez proches. Cependant, la mousse de 8 mm amortit entre 400 et 1 600 Hz, avec un facteur de perte décroît, alors que dans le cas de la mousse de 11 mm, le facteur de perte

apparent décroît entre 400 Hz et 3 500 Hz. Ici encore l'amortissement dépend de l'épaisseur de la mousse. Plus la mousse est épaisse, plus la bande de fréquence est importante et donc le facteur de perte est important.

L'épaisseur de la mousse est un paramètre non négligeable, surtout quand celle-ci est collée à la plaque. Lorsqu'elle est simplement posée, la bande de fréquence pour laquelle l'amortissement est supérieur à 0.01 est plus importante lorsque l'épaisseur augmente.

3.5.4 Effet de l'imprégnation de la mousse pour une épaisseur de 11 mm

Dans les mesures précédentes, les mousses testées sont imprégnées. Lorsque la mousse n'est pas imprégnée, ses propriétés changent. D'ailleurs sur la figure A.1, l'imprégnation est clairement visible, car certains pores sont partiellement fermés. Pour comprendre l'effet de l'imprégnation de la mousse sur l'amortissement, des tests sont effectués sur des mousses non imprégnées. Dans les figures 3.21 et 3.22, les mousses de 11 mm imprégnées et non imprégnées sont comparées pour les interfaces collées et posées respectivement.

Une fois encore les résultats pour le rapport rigidité sur masse sont différents, car les mesures ont été faites à 6 mois d'intervalles. De légères augmentations de ce rapport rigidité - masse sont visibles autour de 3 000 Hz et 4 500 Hz pour les mesures de la mousse non imprégnée. L'imprégnation change énormément l'effet viscoélastique de la mousse.

Le facteur de perte apparent de la mousse non imprégnée varie dans la même bande de fréquence que lorsqu'elle est imprégnée, mais deux pics d'amortissements d'amplitudes réduites sont présents. Ces pics sont identiques aux variations observées dans le cas du rapport de rigidité sur masse. L'amortissement est deux fois moins important que dans le cas de la mousse imprégnée. La viscosité apportée par l'imprégnation augmente la capacité de dissipation de la mousse, sur une bande de fréquence plus large.

Entre 500 et 750 Hz, une petite différence est visible, possiblement liée à une différence de masse entre les deux mousses dû à l'imprégnation. Des augmentations du rapport rigidité sur masse sont perceptible à 3 000 Hz et 4 900 Hz.

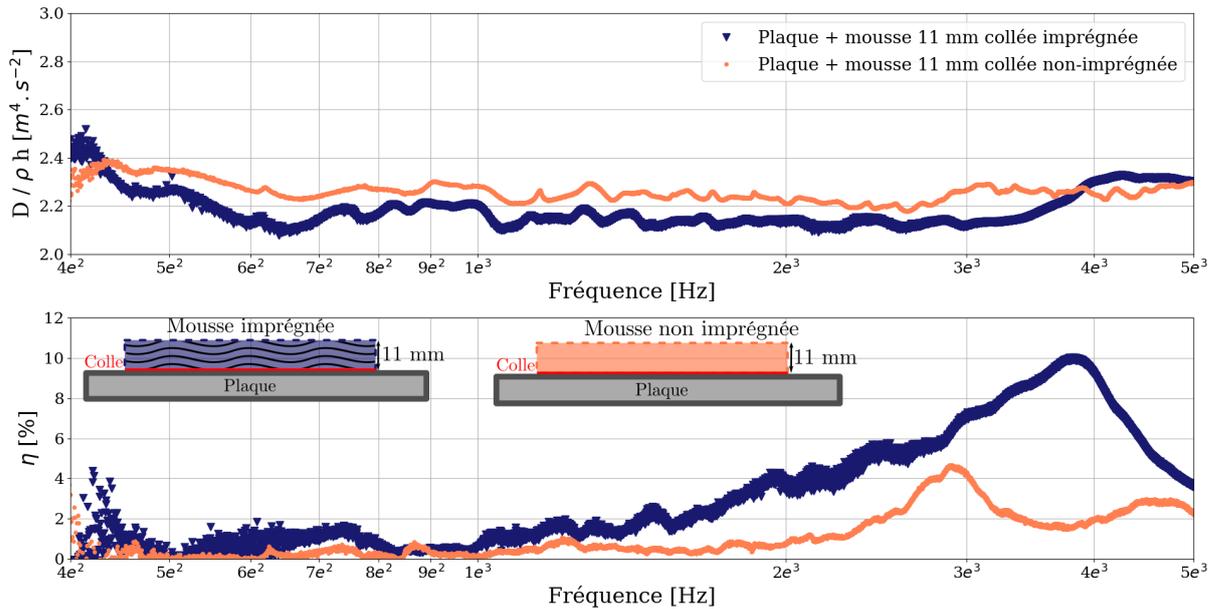


FIGURE 3.21 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η apparent en fonction de la fréquence pour une mousse de 11 mm imprégnée et non imprégnée collée sur une plaque en acier de 1 mm.

L'imprégnation apporte plus d'amortissement à la structure globale, sur une plus large bande de fréquence, presque 4% d'amortissement en plus. Cependant, la même décroissance est observée que ce soit avec ou sans imprégnation. Lorsque la mousse n'est pas imprégnée, l'amortissement décroît vers celui de la plaque pour des fréquences plus basses, avant 1 100 Hz. Alors que dans le cas de la mousse imprégnée, l'amortissement est supérieur à celui de la plaque seule, jusqu'à 4 000 Hz. La viscosité apportée par l'imprégnation favorise l'amortissement de la mousse, même lorsque celle-ci est posée.

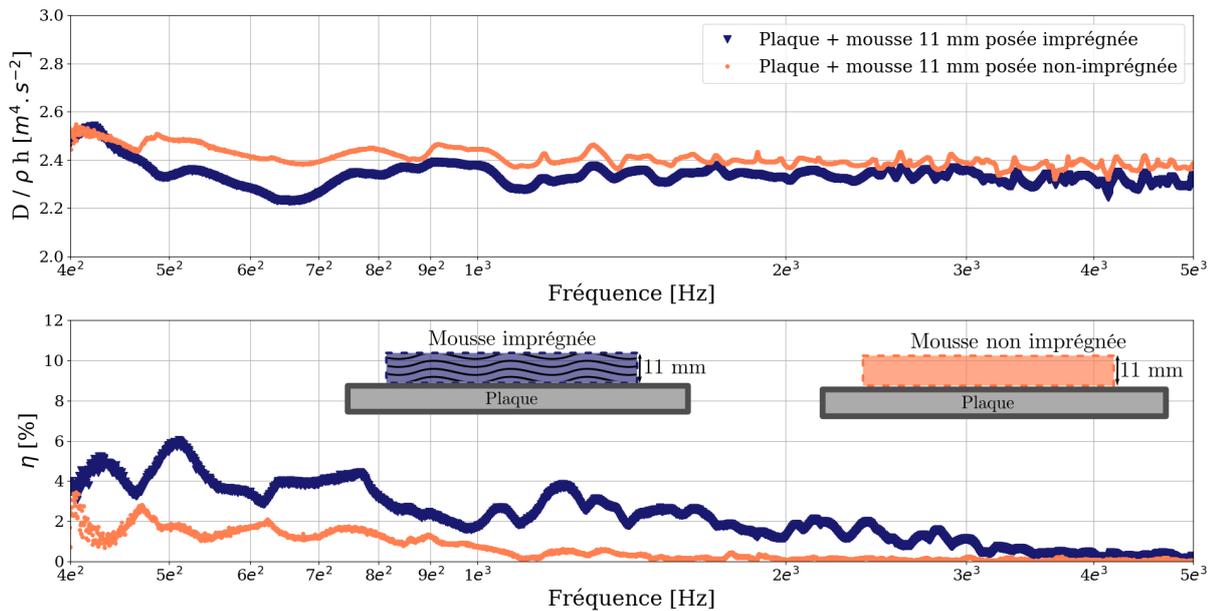


FIGURE 3.22 – Rigidité divisée par la masse surfacique $\frac{D}{\rho h}$ et facteur de perte η apparent en fonction de la fréquence d'une mousse 11 mm imprégnée et non imprégnée posée sur une plaque en acier de 1 mm.

Lorsque les mousses imprégnées ou non sont collées, le même phénomène viscoélastique est présent, ce détail permet de favoriser l'hypothèse de l'amortissement via des effets viscoélastiques, qui seraient atténués dans le cas de la mousse non imprégnée. Lorsque la mousse est posée, l'imprégnation joue aussi énormément sur l'amortissement, dans ce cas il est possible de supposer que c'est le phénomène de frottement ou de transfert d'énergie, qui est maximisé avec l'imprégnation. En comparant les mousses imprégnées et non-imprégnées, des variations sont observées sur les paramètres apparents apportés par la mousse. Cela signifie bien que les propriétés mécaniques de celle-ci ne sont pas les mêmes, car comme décrit dans l'annexe A, le liquide utilisé pour l'imprégnation bouche partiellement les pores et apporte un effet visqueux en plus à celle-ci.

Lorsque la mousse est posée ou collée, l'imprégnation permet un meilleur amortissement de la structure plaque-mousse. Les mécanismes d'amortissements observés pour les deux interfaces ne sont pas uniquement liés à l'imprégnation de la mousse. La section suivante permet de mieux comprendre quels mécanismes interviennent selon le type d'interface mousse-plaque.

3.6 Origine des phénomènes d'amortissement selon l'interface mousse-plaque

3.6.1 Comparaisons entre les essais et les modèles

Pour comprendre l'origine des phénomènes de dissipation d'énergie selon l'interface entre la mousse et la plaque en acier les différents modèles présentés dans le chapitre 1 sont comparés aux résultats expérimentaux obtenus avec la mousse imprégnée de 11 mm. Les comparaisons sont séparées en deux catégories : pour une interface de contact collée et pour une interface de contact posée.

Interface mousse imprégnée de 11 mm collée

Dans le cas de l'interface mousse collée, une étude utilisant des éléments finis est réalisée avec le logiciel ActranTM. La plaque est définie comme une coque avec une épaisseur de 1 mm et le même design que celle des essais, alors que la mousse est définie comme un solide 3D des dimensions de la mousse de 11 mm imprégnée. Le maillage est en quadrangle avec des noeuds commun entre la plaque et la mousse. Un effort est appliqué sur la plaque au même endroit que pour les essais. Le système modélisé sous Actran est présenté dans la figure 3.23 et les paramètres sont dans les tableau 3.3, 3.2 et.

Paramètres	Valeurs
Module d'Young E	210e ⁹ [Pa]
Coefficient de Poisson ν	0.3
Facteur de perte η	25 [%]
Masse volumique	9743 [$kg.m^{-3}$]

TABLEAU 3.1 – Paramètres du modèle Actran pour la plaque avec IFF

Paramètres	Valeurs
Module d'Young E	210e ⁹ [Pa]
Coefficient de Poisson ν	0.3
Facteur de perte η	0.2 [%]
Masse volumique	7800 [$kg.m^{-3}$]

TABLEAU 3.2 – Paramètres du modèle Actran pour la plaque et les liens

Paramètres	Valeurs
Module d'Young E	1.27e ⁶ [Pa]
Coefficient de Poisson ν	0.3
Facteur de perte η	20 [%]
Masse volumique	68 [$kg.m^{-3}$]

TABLEAU 3.3 – Paramètres du modèle Actran pour la mousse

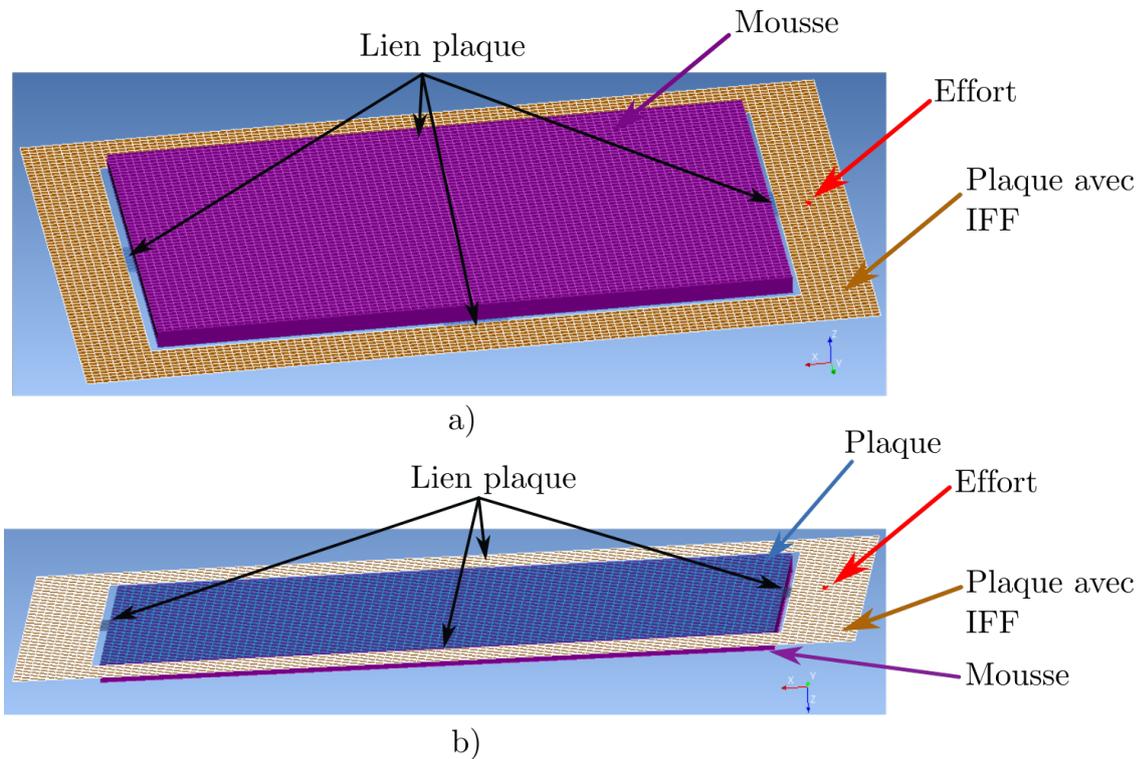


FIGURE 3.23 – Modélisation du système mousse-plaque sous le logiciel ActranTM avec une vue du dessus a) et une vue du dessous b).

Un modèle solide viscoélastique est utilisé pour modéliser le comportement de la mousse. Dans le modèle solide, la mousse est considérée comme un solide viscoélastique, ce qui se rapproche le plus d'un matériau viscoélastique. Le logiciel ActranTM permet de déterminer les énergies dissipées, cinétiques et potentielles de chaque élément de la structure. Pour la quantification de l'amortissement via les modèles ActranTM, le rapport entre l'énergie dissipée sur l'énergie potentielle est calculé pour obtenir le facteur de perte.

Les paramètres utilisés pour le modèle RKU (équation 1.15) et GHM (section 1.2.2) sont rassemblés dans les tableaux 3.4 et 3.5. Comme décrit dans le chapitre 1, le modèle GHM est un modèle rhéologique pour définir le comportement des matériaux viscoélastiques, alors qu'ici notre système est un bicouche avec une mousse amortissante et une plaque. D'après les premières observations faites avec le modèle RKU, l'apport d'amortissement est principalement lié aux paramètres viscoélastiques de la mousse. L'utilisation du modèle GHM avec des propriétés proches de ceux de la mousse permet de mettre en avant que l'amortissement observé provient des caractéristiques viscoélastiques de la mousse.

Paramètres	Valeurs
Module de stockage E'_2	$1.26e^6$ [Pa]
Coefficient de Poisson ν_2	0.35
Facteur de perte η_2	57 [%]
Épaisseur H_2	0.011 [m]

TABLEAU 3.4 – Paramètres du modèle RKU.

Paramètres	Valeurs
Masse oscillateur m	0.0001 [kg]
Raideur k_0	$1e6$ [N.m ⁻¹]
Raideur k	$7e4$ [N.m ⁻¹]
Coefficient d'amortissement c	1.9

TABLEAU 3.5 – Paramètres du modèle GHM.

Les résultats des équations de RKU (section 1.2.3), du modèle GHM (section 1.2.2) et du modèle solide Actran sont comparés aux résultats expérimentaux sur la figure 3.24.

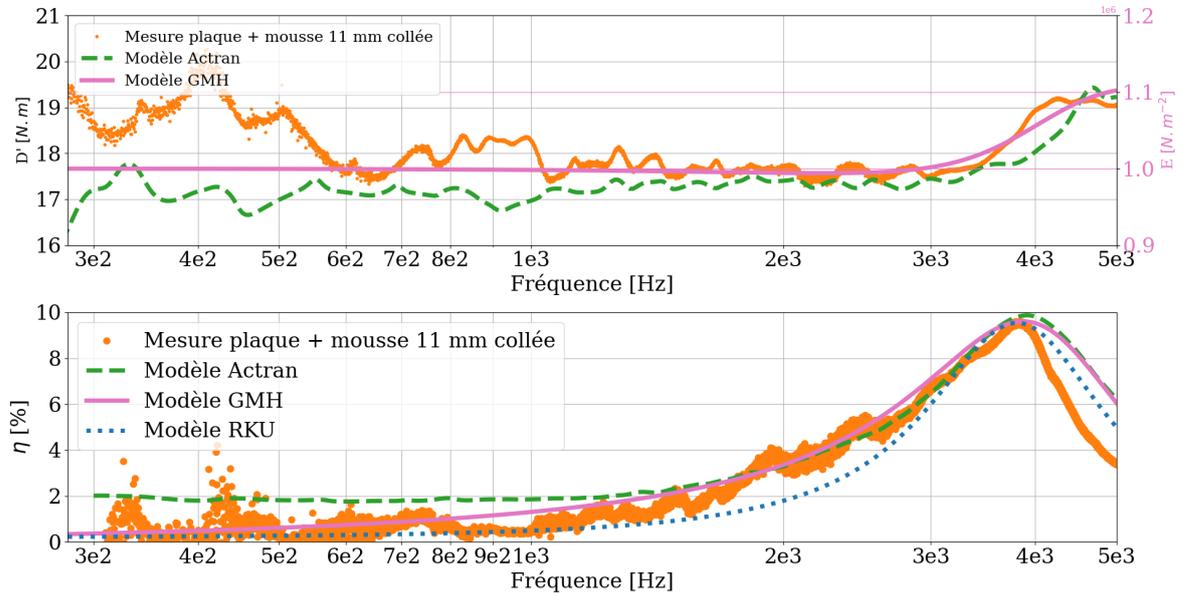


FIGURE 3.24 – Comparaison essais-calculs pour le facteur de perte en fonction de la fréquence pour une plaque habillée par une mousse de 11 mm collée.

Les mesures obtenues avec la mousse de 11 mm imprégnée collée sur la plaque en acier sont comparées au modèle GHM, aux équations RKU et au modèle éléments finis avec le logiciel ActranTM. Les différentes courbes suivent la même allure en hautes fréquences vers 3 900 Hz le même pic d'amortissement est observé. Tous les modèles démontrent que la variation observée autour de 3 900 Hz est principalement liée à un effet viscoélastique de la mousse. En basses fréquences, les différents modèles sont éloignés des résultats expérimentaux. Le modèle GHM représente uniquement la mousse, soit une partie de la structure bicouche. Ce modèle indique clairement que l'amortissement obtenu dans les résultats expérimentaux est uniquement lié à la mousse. Dans le cas où la mousse est collée, elle se comporte comme un matériau viscoélastique, avec une variation d'amortissement autour de 3 900 Hz. Ces résultats valident les hypothèses

précédemment émises dans ce manuscrit.

Interface mousse imprégnée de 11 mm posée

Lorsque la mousse est posée, les mécanismes d'amortissement possibles sont multiples. Il est difficile de déterminer quel phénomène est prédominant par rapport aux autres. Plusieurs hypothèses ont été énoncées précédemment, principalement à l'aide des modèles définis dans le chapitre 1. L'hypothèse faite concernant un apport d'amortissement par la vibration d'une fine lame d'air est exclue au regard des résultats obtenus sur la figure 3.18.

D'après l'ensemble des résultats obtenus lorsque la mousse n'est pas collée à la plaque (mousse posée ou contrainte), l'amortissement est décroissant en fonction de la fréquence. D'après les différents cas de tests effectués dans le chapitre 2, ces mêmes tendances se retrouvent pour les cas où la poutre est surmontée par des amortisseurs visqueux ou par des frotteurs. Dans le premier cas, le phénomène mis en avant est plutôt le transfert d'énergie, alors que dans le deuxième cas, c'est le phénomène de frottement qui domine. À la fin de ce travail de thèse, l'origine exacte de l'apport d'amortissement, lorsque la mousse est posée, n'est pas établie. Cependant, l'hypothèse d'une lame d'air entre la mousse et la plaque est écartée. D'autres hypothèses ont été émises et nécessitent un travail plus approfondi pour les valider ou non. Pour essayer de comprendre l'origine de l'amortissement dans la configuration de la mousse posée sur la plaque, des essais à la caméra rapide sont réalisés pour observer le système au niveau de l'interface mousse — plaque.

3.6.2 Mesures à la caméra rapide

Un montage expérimental avec une caméra rapide est mis en place, dans le but de visualiser les mouvements relatifs entre la mousse de 11 mm imprégnée et la plaque à l'interface de contact, dans le cas d'une mousse posée. Le montage est présenté sur la figure 3.25.

Le système d'excitation reste le même que pour le montage au vibromètre laser, présenté sur la figure 3.3. Ces mesures ont été effectuées au LAUM. Ces mesures sont faites pour une seule configuration du système pour laquelle la mousse de 11 mm imprégnée est simplement posée sur la plaque en acier de 1 mm.

Les résultats des mesures obtenues avec la caméra rapide sont montrés pour deux fréquences : 269 Hz, qui correspond à une fréquence pour laquelle un maximum de déplacement est observé,

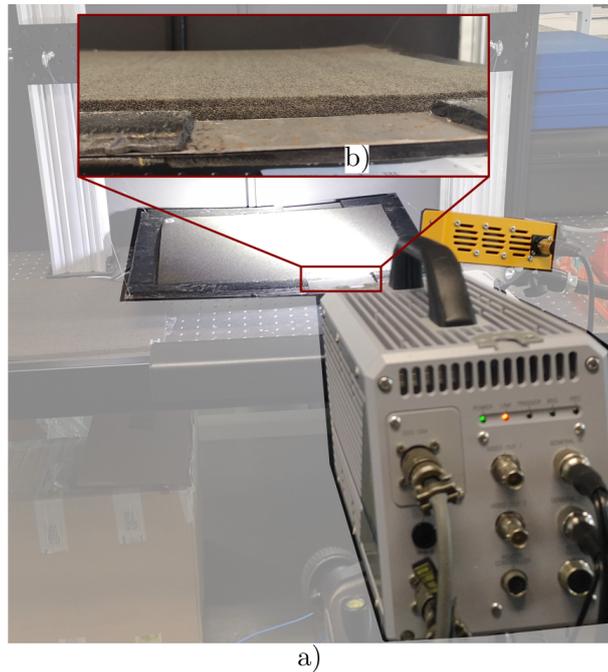


FIGURE 3.25 – Photographie du montage à la caméra rapide, lorsque la mousse est posée sur la plaque : vue globale a), vue caméra b).

et 361 Hz, correspondant à une fréquence avec un maximum d'amortissement. Une image prise par la caméra rapide est montrée sur la figure 3.26, comme il est difficile de présenter les résultats de manière statique, les vidéos sont disponibles au lien ¹ suivant.

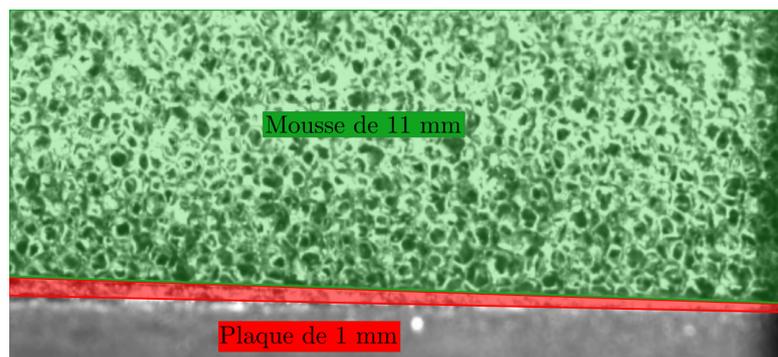


FIGURE 3.26 – Photographie du système de la plaque en acier habillée par une mousse de 11 mm imprégnée posée, prise à la caméra rapide pour une fréquence de 269 Hz.

D'après les observations faites lors de la mesure à la fréquence de 269 Hz, il est possible de voir à la fois la plaque et la mousse vibrer. Un décollement de la mousse par rapport à la plaque est visible dans certaines zones. Dans une autre zone de mesure, un léger mouvement

1. [Vidéos à la caméra rapide](#)

relatif horizontal à l'interface entre la mousse et la plaque est observé, pouvant s'accompagner de frottements. Les zones de décollement et de frottement ne sont pas les mêmes. À cette fréquence, le décollement peut être lié à des ventres des modes de vibration de la plaque et le frottement à des nœuds. À cette fréquence, il est possible de supposer que l'amortissement est apporté par le choc et par le frottement, en fonction de la zone de contact observée.

Dans le cas de la fréquence à 361 Hz, aucun déplacement de la plaque n'est perçu, mais un mouvement de pompage de la mousse est visible. Effectivement, une onde se propage dans l'épaisseur de la mousse sur l'ensemble de la zone de mesure. Après avoir observé ce phénomène, l'hypothèse d'un transfert d'énergie de la plaque vers la mousse semble plausible. Il est possible de supposer qu'à ces fréquences, une grande partie de l'énergie de la plaque est transmise à la mousse, puis amortie par les effets viscoélastiques de celle-ci.

Pour aller plus loin dans l'analyse de ces résultats à la caméra rapide, il serait intéressant d'utiliser de la corrélation d'image pour obtenir des données quantitatives et mettre en avant les différents mécanismes d'amortissement visibles.

D'après les différentes observations, trois phénomènes pourraient être à l'origine de l'amortissement constatés lorsque la mousse est simplement posée : le frottement, le choc et le transfert d'énergie de la plaque vers la mousse. Pour tenter d'analyser plus finement l'organisation spatiale des phénomènes d'amortissement, des cartographies d'amortissement obtenues avec la méthode RICFF pour différents contacts à l'interface sont présentées par la suite.

3.7 Cartographie de l'amortissement à l'aide de la méthode RICFF

Dans cette section, différentes cartographies d'amortissement pour les configurations avec des interfaces mousse-plaque collée et posée sont présentées, dans le cas d'une mousse de 11 mm imprégnée. Ces cartographies sont obtenues à l'aide de la méthode RICFF, permettant d'identifier les propriétés structurales à la fois en fréquence, mais aussi en espace. Le facteur de perte apparent peut être identifié pour l'ensemble des points de mesures à l'exception des deux points au bord de la zone de mesure, en raison du schéma aux différences finies utilisé pour la résolution de l'équation du mouvement. En particulier, seules les cartographies de déplacement et d'amortissement seront montrées, car celles concernant le rapport rigidité - masse ne sont pas pertinentes à cause des faibles variations apportées.

Sur la figure 3.27, la cartographie du facteur de perte apparent pour le système composé de la plaque en acier, habillée par une mousse de 11 mm, avec une interface posée et collée, pour une fréquence de 3 800 Hz, est présentée. Il est possible d'observer la variation du facteur de perte en espace et en fréquence de la mousse de 11 mm imprégnée pour des configurations posée et collée au lien¹ suivant.

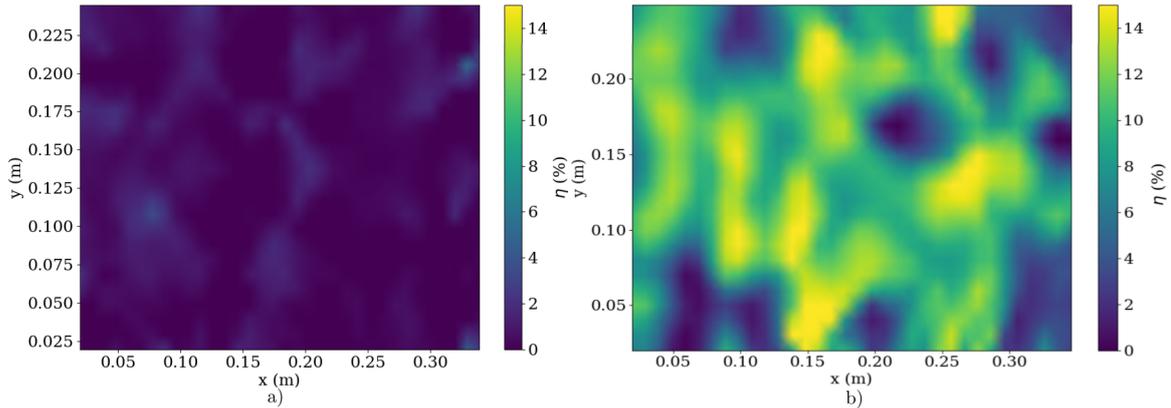


FIGURE 3.27 – Cartographie de l'amortissement pour une plaque en acier avec une mousse d'habillage de 11 mm imprégnée posée a) collée b) pour une fréquence 3 800 Hz.

À la fréquence de 3 800 Hz, le pic d'amortissement est important pour la configuration avec la mousse collée à la plaque, comme observé sur la figure 3.27 b). Le facteur de perte identifié n'est pas uniforme sur toute la zone de mesure. Il est difficile de comprendre l'origine de ces différences d'amortissements. Sachant que la mousse est imprégnée, cette imprégnation n'est pas homogène dans toute la mousse et peut expliquer les différences d'amortissement observées. Dans le cas de la mousse posée, l'amortissement est très faible pour la fréquence de 3 800 Hz.

Pour une fréquence de 505 Hz, les résultats du facteur de perte en fonction de l'espace sont mis en avant sur la figure 3.28.

Comme décrit par les résultats sur la figure 3.15, le facteur de perte est plus important dans le cas de l'interface posée pour une fréquence de 505 Hz, plutôt que dans le cas de l'interface collée, cela est confirmé par les cartographies de la figure 3.28. La différence est moins importante que pour le cas présenté figure 3.27. Cependant pour la mousse collée l'amortissement moyen sur la plaque se rapproche de 2 %, alors que pour la mousse posée, l'amortissement s'approche de 6 %.

1. Cartographie mousse 11 mm collée, posée

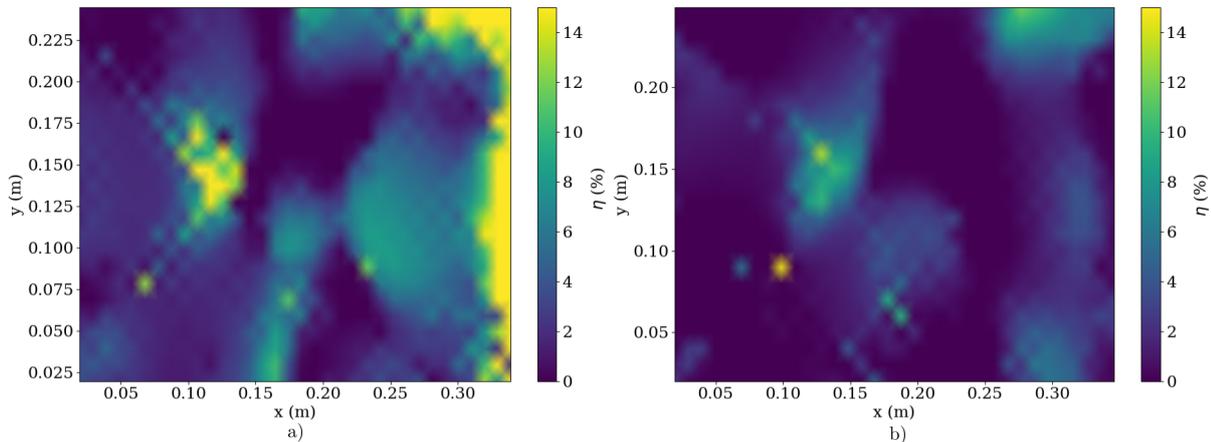


FIGURE 3.28 – Cartographie de l’amortissement pour une plaque en acier avec une mousse d’habillage de 11 mm imprégnée posée a) collée b) pour une fréquence 505 Hz.

Le champ de déplacement de la plaque avec la mousse posée est présenté sur la figure 3.29.

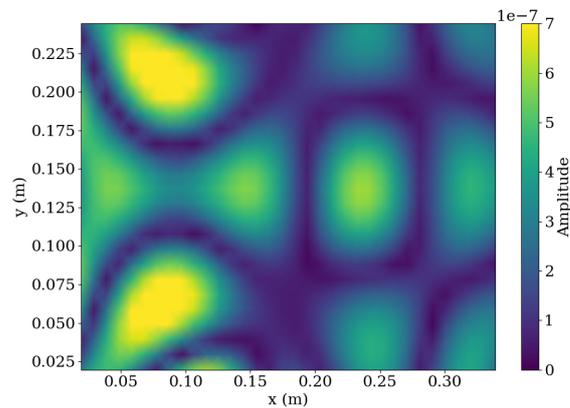


FIGURE 3.29 – Cartographie du champ de déplacement pour une plaque en acier avec une mousse d’habillage de 11 mm imprégnée posée pour une fréquence de 505 Hz.

Le champ de déplacement ne permet pas de savoir quels mécanismes d’amortissement sont prédominants dans le cas de la mousse posée. Des analyses supplémentaires sont nécessaires pour comprendre l’origine de l’amortissement lorsque la mousse est simplement posée.

D’autres cartographies sont possibles pour les autres configurations testées. Grâce à ces cartographies, il est possible de voir les zones les plus amorties. La méthode RICFF permet de décrire la variation du facteur de perte en fonction de la fréquence et de l’espace.

3.8 Conclusion

Ce chapitre commence par une présentation de la chimie et du process de fabrication de la mousse, dans le but de mettre en avant la fonction première de l'imprégnation et surtout ses effets possibles sur son comportement dynamique. Les différents montages utilisés, tels que le vibromètre laser ou la caméra rapide, sont décrits pour observer les phénomènes d'amortissement selon l'interface mousse-plaque. Ce type de montage est spécifique à l'utilisation d'une méthode de champs par résolution inverse, telle que les méthodes RIFF et RIC, dont une amélioration de ces méthodes est présentée via la méthode RICFF. Cette méthode RICFF permet de combiner les méthodes RIFF et RIC, afin d'augmenter la bande de fréquence de validité de la méthode. Plusieurs configurations de la structure mousse-plaque sont testées, selon différents paramètres tels que le type d'interface, l'imprégnation ou non de la mousse et la variation de son épaisseur. Ensuite, les différents résultats obtenus au vibromètre laser et à la caméra rapide sont présentés et comparés. Selon les configurations testées, des signatures de phénomènes physiques ont pu être identifiées.

Trois hypothèses concernant l'origine des phénomènes d'amortissement sont mises en avant, selon les différentes interfaces mousse-plaque testées : l'effet viscoélastique de la mousse prédomine lorsque celle-ci est collée. Effectivement, la comparaison faite entre les modèles numériques et les résultats expérimentaux montre que l'origine de l'amortissement est liée aux effets viscoélastiques de la mousse. Lorsque la mousse est simplement posée, plusieurs effets d'amortissement peuvent intervenir. Ceux mis en avant sont le frottement et le choc de la mousse sur la plaque, ainsi que le transfert d'énergie de la plaque vers la mousse pour certaines fréquences. Cependant, l'origine exacte de l'amortissement pour cette configuration n'est pas connue. Des essais complémentaires, ainsi que l'amélioration du modèle analytique dans le chapitre 2 permettraient de mieux identifier les phénomènes physiques présents dans ce cas. L'ensemble des résultats obtenus décrivent l'importance de l'épaisseur et de l'imprégnation de la mousse sur l'amortissement de la structure mousse - plaque. Dans le cas d'une interface collée, plus l'épaisseur de la mousse est importante, plus l'amortissement le sera aussi. Si la mousse est imprégnée, l'effet viscoélastique est amélioré. La méthode de RICFF permet d'identifier des signatures des amortissements apportés par la mousse sur la plaque selon les différentes configurations. La réalisation de l'ensemble de ce banc permettrait d'aider les industriels et les équipementiers dans l'élaboration de mousses d'habillage permettant à la fois d'apporter une fonction acoustique et d'amortir les vibrations de panneaux.

Enfin, un des avantages de la méthode RICFF est la possibilité de cartographier l'amortissement en fonction de la fréquence. Des cartographies pour deux interfaces posée et collée sont

présentées pour deux fréquences particulières. Les cartographies valident les observations faites pour l'étude en fréquence, avec un amortissement plus élevé lorsque la mousse est collée pour une fréquence de 3 800 Hz et un facteur de perte important dans le cas de la mousse posée à 505 Hz. Cette outil est utile pour déterminer si la disposition de mousse d'habillage dans une caisse automobile est adéquate.

Conclusion

D'un point de vue industriel, le but de cette thèse était de proposer une méthode de caractérisation de l'amortissement de structures revêtues d'une mousse d'habillage, sans a priori sur la nature de l'assemblage (simple contact ou collage, notamment). Cette méthode permettrait d'aider les clients et partenaires du CEVAA dans le développement et le choix de mousses d'habillage adaptées à leurs besoins.

Sur le plan scientifique, l'objectif visé pour répondre à cette problématique industrielle consistait à définir un indicateur simple pour déterminer l'amortissement apporté par les mousses d'habillage sur une structure porteuse. Il était aussi nécessaire de développer une méthode adaptée pour déterminer ce paramètre et de concevoir un banc de mesure permettant de la mettre en œuvre expérimentalement.

Synthèse des travaux

Pour fournir un critère simple permettant de caractériser l'augmentation d'amortissement résultant d'un traitement apporté à une structure, la détermination d'un paramètre apparent a été proposée dans le chapitre 2. La définition de ce paramètre s'appuie sur l'équation du mouvement de la structure porteuse, dont les propriétés sont supposées connues. L'effet du traitement amortissant se traduit par l'existence d'efforts de couplage au second membre de l'équation, qui s'ajoutent à un effort excitateur appliqué à l'extérieur de la zone traitée. L'approche proposée pour caractériser l'effet du traitement consiste à ne plus faire apparaître les efforts de couplage dans l'équation du mouvement de la structure porteuse, mais à modifier le module d'élasticité complexe de celle-ci afin que l'équation reste vérifiée par le champ de déplacement (soit de façon exacte, soit de façon approchée). Le module de stockage et le facteur de perte qui en résultent permettent de caractériser les modifications de raideur et d'amortissement apportées par le traitement. Ces paramètres sont qualifiés d'apparents, au sens où ils permettent de représenter le comportement dynamique de l'assemblage par une équation du mouvement qui conserve la même forme que celle de la structure porteuse seule ; l'effet du traitement est donc vu comme une modification du matériau qui la constitue. L'hypothèse sous-jacente consiste à supposer que la nature du comportement dynamique de la structure porteuse n'est pas altérée par la présence du traitement (par exemple, une plaque traitée conserve un comportement de

type plaque). Cette approche a été illustrée en considérant un cas simple, dans lequel la structure porteuse est une poutre et le traitement amortissement est représenté par une distribution continue de ressorts et d'amortisseurs visqueux. Cette configuration aboutit à une expression analytique des paramètres apparents et révèle leur dépendance à la fréquence. Par ailleurs, un cas non-linéaire a été considéré, dans lequel une distribution continue de frotteurs agit sur la poutre. Le modèle associé à cette configuration, bien qu'il n'aboutisse pas à une expression analytique permettant de tracer l'évolution des paramètres apparents avec la fréquence, révèle leur dépendance à l'amplitude du champ vibratoire.

Pour déterminer le facteur de perte apparent à partir de données expérimentales, une méthode générale a été mise au point. Celle-ci s'appuie sur la technique de Résolution Inverse (RI) décrite dans le chapitre 1, qui permet d'identifier des paramètres de l'équation du mouvement à partir d'une mesure locale du champ de déplacement. Pour s'assurer de la validité de cette méthode appliquée à la détermination du facteur de perte apparent d'une structure munie d'un traitement amortissant, plusieurs tests numériques ont été réalisés en considérant une poutre sur laquelle agissent différents mécanismes d'amortissement (visqueux, modèle Kelvin-Voigt, frottement). Ces tests, présentés dans le chapitre 2, ont mis en évidence deux avantages liés au caractère local de la méthode de Résolution Inverse : d'une part, la détermination du facteur de perte apparent dans la zone de mesure considérée n'est pas mise à défaut par l'existence de mécanismes dissipatifs en dehors de celle-ci ; d'autre part, lorsque l'amortissement n'est pas homogène dans la zone considérée, la méthode permet d'accéder aux variations spatiales du facteur de perte apparent. Suite à ces tests numériques, le développement d'une méthode plus adaptée à des tests expérimentaux est proposée dans le chapitre 3. Celle-ci combine deux techniques de régularisation issues des développements antérieurs de la méthode inverse, RIFF (Résolution Inverse Filtrée Fenêtrée) et RIC (Résolution Inverse Corrigée), permettant ainsi d'augmenter la bande de fréquence d'étude.

Un protocole expérimental a ensuite été développé pour identifier l'amortissement apparent d'une structure représentative d'un cas industriel, dans notre cas une plaque métallique surmontée d'une mousse d'habillage. La disposition du banc est choisie afin de faciliter les tests de plusieurs types de configuration (changement d'interface, de traitement amortissant,...) et de réduire l'impact de l'instrumentation sur les mesures. L'ensemble du protocole expérimental décrit dans le chapitre 3 permet d'obtenir une méthode de caractérisation de l'amortissement apparent applicable avec les moyens expérimentaux disponibles au CEVAA (vibrométrie laser notamment). Ce banc de mesure a permis de caractériser l'amortissement apporté par la mousse d'habillage sous la forme d'un facteur de perte apparent dans différentes configurations : lorsque la mousse est collée, simplement posée, située à proximité de la plaque ou encore contrainte. En observant l'évolution du facteur de perte apparent avec la fréquence dans ces différentes

configurations, les signatures de divers phénomènes d'amortissement ont pu être identifiées . Dans le cas de la mousse de 11 mm collée sur la plaque, le comportement viscoélastique de la mousse a été mis en évidence. Ces différentes mesures montrent l'importance des propriétés de la mousse, telles que son épaisseur ou son imprégnation, sur l'apport d'amortissement. Selon les configurations testées, les bandes de fréquences pour lesquelles la mousse d'habillage apporte plus d'amortissement ne sont pas les mêmes; ces résultats ont été mis en comparaison avec les tests numériques effectués pour obtenir un premier élément de réponse sur l'origine de cet amortissement apparent. Par ailleurs, des cartographies du facteur de perte apparent ont été obtenues. Leur évolution avec la fréquence fournit des informations supplémentaires pouvant permettre d'identifier les phénomènes dissipatifs mis en jeu. Pour aider à comprendre quels mécanismes d'amortissement sont à l'origine des variations fréquentielles et spatiales du facteur de perte apparent, une mesure à la caméra rapide a été réalisée. Cette mesure a permis d'obtenir de premières explications sur les origines des amortissements apparents observés, comme du frottement ou du transfert d'énergie de la plaque vers la mousse lorsqu'elle est simplement posée sur la plaque.

L'ensemble des travaux effectués pendant cette thèse ont permis de proposer un paramètre simple pour décrire l'amortissement de structures munies d'un revêtement, ainsi qu'un protocole permettant de l'estimer expérimentalement. Ces études permettent au CEVAA d'obtenir une méthodologie prête, qui lui permet de proposer une nouvelle expertise sur ce type de demande et utilisable par leurs clients.

Perspectives

Les résultats obtenus lors de cette thèse, ainsi que les développements décrits fournissent des informations prometteuses sur l'utilisation des mousses d'habillage pour l'amortissement. Cependant, un travail plus approfondi sur certains points de cette thèse serait intéressant. Par exemple, pour mieux comprendre les origines des phénomènes d'amortissement observés selon les différentes configurations, le modèle analytique développé dans le chapitre 2 pourrait être étendu à d'autres phénomènes d'amortissement non-linéaire (choc, stick-slip...), ou encore combiner plusieurs mécanismes d'amortissement. Ainsi, une technique d'homogénéisation simplifiée, dans laquelle les propriétés apparentes de raideur et d'amortissement sont obtenues expérimentalement, pourrait être utilisée dans des modélisations par éléments finis. Sur la méthode RICFF, quelques limites ont été mises en évidence, telles que la sensibilité des résultats de l'identification au pas spatial Dx considéré lors des mesures, il pourrait être intéressant de travailler sur la robustesse de cette méthode lors des essais d'identification d'amortissement. De plus, dans

cette thèse la méthode a été utilisée en considérant uniquement des mouvements de flexion de la structure porteuse. Mesurer des mouvements dans le plan et les prendre en compte dans la Résolution Inverse pourrait permettre d'accéder à d'autres paramètres apparents, tel que le module de cisaillement apparent. Différentes hypothèses sur l'origine de l'amortissement constaté lorsque la mousse est posée sur plaque ont été émises, une validation de ces hypothèses reste à entreprendre afin de mieux comprendre le comportement de ce système et ainsi de pouvoir favoriser le mécanisme mis en jeu.

D'un point de vue industriel, d'autres perspectives sont envisagées. L'une des premières consistera à tester d'autres types de revêtements (autres matériaux que la mousse, par exemple) sur d'autres structures porteuses, afin de constituer une base de donnée et ainsi pouvoir optimiser le traitement amortissant à appliquer selon le besoin. La méthode développée pourra également être mise en œuvre pour mesurer l'amortissement apparent sur un vrai panneau automobile. Enfin il serait intéressant d'appliquer la méthode développée dans cette thèse pour évaluer l'impact du vieillissement des mousses d'habillage sur l'amortissement apporté à la structure porteuse.

Bibliographie

1. MARTINEZ-RODRIGO, M. & ROMERO, M. L. An optimum retrofit strategy for moment resisting frames with nonlinear viscous dampers for seismic applications. *Engineering Structures* **25**, 913-925 (2003).
2. TUBALDI, E. & KOUGIOUMTZOGLU, I. A. Nonstationary stochastic response of structural systems equipped with nonlinear viscous dampers under seismic excitation. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics* **44**, 121-138 (2015).
3. BERANEK, L. *Noise and Vibration Control Engineering : Principles and Applications, Second Edition* 887-909 (John Wiley et Sons, Ltd, 2007).
4. CRAIG, R. R. & KURDILA, A. *Fundamentals of structural dynamics* 2nd ed (John Wiley et Sons, Ltd, 2006).
5. GÉRADIN, M. & RIXEN, D. *Mechanical Vibrations : Theory and Application to Structural Dynamics* (John Wiley et Sons, Ltd, 1994).
6. DESVARD, L. *Modélisation des bruits parasites à l'intérieur d'un habitacle automobile* Thèse (INSA Lyon, 2009).
7. MEYER, R., LAVANDIER, C., GAUVREAU, B. & VINCENT, B. *Intégration du bruit de trafic routier dans l'analyse du cycle de vie : influence de la distance de propagation entre sources et habitations sur l'évaluation des populations exposées* in *CFA 2016, 13ème Congrès français d'acoustique* (Université du Maine, le Mans, 2016), pp. 2077-2083.
8. WANG, B. & DUHAMEL, D. On the design and optimization of acoustic network resonators for tire/road noise reduction. *Applied Acoustics* **120**, 75-84 (2017).
9. HUANG, J., LIU, W. & SHI, Z. Surface-wave attenuation zone of layered periodic structures and feasible application in ground vibration reduction. *Construction and Building Materials* **141**, 1-11 (2017).
10. NASHIF, A. D., JONES, D. I. G. & HENDERSON, J. P. *Vibration Damping* (John Wiley et Sons, 1985).
11. UNGAR, E. E. & KERWIN, E. M. Plate Damping due to Thickness Deformations in Attached Viscoelastic Layers. *The Journal of the Acoustical Society of America* **36**, 386-392 (1964).
12. COULOMB, C. A. *Théorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs parties et à la roideur des cordages.* (1821).

-
13. CHEVALLIER, G. *Amortir les vibrations et les instabilités sans se mettre dans tous ses états* Habilitation à diriger des recherches (Université Pierre et Marie Curie, 2012).
 14. J., S. *Viscoélasticité pour le calcul des structures* (Éd. de l'École polytechnique, 2009).
 15. FERRY, J. D. & RICE, S. A. Viscoelastic Properties of Polymers. *Physics Today* **15**, 76-78 (1962).
 16. MEYERS, M. A. *Dynamic Behavior of Materials* (John Wiley & Sons, 1994).
 17. MERLETTE, N. *Amortissement des caisses automobiles par des films minces viscoélastiques pour l'amélioration du confort vibratoire* Thèse de doctorat (Ecole centrale de Lyon, 2005).
 18. JONES, D. I. G. *Applied damping treatments 22* (Harris - Shock et Vibration Handbook, 1996).
 19. MAXWELL, J. C. On the dynamical theory of gases. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* **157**, 49-88 (1867).
 20. VOIGT, W. Ueber innere Reibung fester Körper, insbesondere der Metalle. *Annalen der Physik* **283**, 671-693 (1892).
 21. ZENER, C. M. & SIEGEL, S. Elasticity and Anelasticity of Metals. *The Journal of Physical and Colloid Chemistry* **53**, 1468-1468 (1^{er} sept. 1949).
 22. BALMES, E. Model Reduction for Systems with Frequency Dependent Damping Properties. *Proc SPIE*, 223- (1997).
 23. ROULEAU, L. *Modélisation vibro-acoustique de structures sandwich munies de matériaux visco-élastiques*. Theses (Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2013).
 24. PIOLLET, E. *Amortissement non-linéaire des structures sandwichs à matériau d'âme en fibres enchevêtrées* Thèse de doctorat dirigée par Poquillon, Dominique et Michon, Guilhem Génie mécanique, mécanique des matériaux et Science et génie des matériaux Toulouse, ISAE 2014. Thèse de doct. (2014).
 25. OUISSE, M., RENAULT, D., BUTAUD, P. & SADOULET-REBOUL, E. Damping control for improvement of acoustic black hole effect. *Journal of Sound and Vibration* **454**, 63-72 (18 août 2019).
 26. D. ROSS, E. E. U. & KERWIN, E. M. "Structural Damping". *ASME, Atlantic City, NJ* (1959).
 27. DAUCHEZ, N. *Etude vibroacoustique des matériaux poroélastiques par éléments finis* Theses (Université du Maine ; Université de Sherbrooke, avr. 1999).
 28. ALLARD, J.-F. & ATALLA, N. *Propagation of sound in porous media : modelling sound absorbing materials* 2nd ed (Wiley, 2009).

-
29. BIOT, M. A. The elastic coefficients of the theory of consolidation. *Journal of Applied Mechanics* **24**, 594-601 (1957).
 30. BONFIGLIO, P. *et al.* How reproducible are methods to measure the dynamic viscoelastic properties of poroelastic media? *Journal of Sound and Vibration* **428**, 26-43 (août 2018).
 31. BIOT, M. A. Theory of Propagation of Elastic Waves in a Fluid-Saturated Porous Solid. I. Low-Frequency Range. *The Journal of the Acoustical Society of America* **28** (2005).
 32. AL MAJID, A. *Dissipation de l'énergie en mécanique vibratoire : opérateur d'hystérésis, phénomène métrique* Thèse (INSA, Lyon, 2002).
 33. MARCEL, T. *Simulation numérique et modélisation de la turbulence statistique et hybride dans un écoulement de faisceau de tubes à nombre de Reynolds élevé dans le contexte de l'interaction fluide-structure* thèse de doct. (2011).
 34. XIAO, Z., ZHOU, C., CHEN, S. & LI, Z. Effects of oil film stiffness and damping on spur gear dynamics. *Nonlinear Dynamics* **96**, 145-159 (2019).
 35. CUMMINGS, A., RICE, H. J. & WILSON, R. Radiation damping in plates, induces by porous media. *Journal of Sound and Vibration* **221**, 143-167 (1999).
 36. CUMMINGS, A. Sound radiation from a plate into a porous medium. *Journal of Sound and Vibration* **247**, 389-406 (2001).
 37. TOMLINSON, D., CRAIK, R. & WILSON, R. Acoustic radiation from a plate into a porous medium. *Journal of Sound and Vibration* **273**, 33-49 (2004).
 38. AXISA, F. & ANTUNES, J. *Modelling of mechanical systems. Vol. 3 : Fluid structure interaction* (Butterworth-Heinemann, 2007).
 39. INGARD, K. U. & AKAY, A. On the Vibration Damping of a Plate by Means of a Viscous Fluid Layer. *Journal of Vibration and Acoustics* **109**, 178-184 (1987).
 40. AKAY, A. & XU, Z. Experiments on acoustic streaming in a fluid layer between vibrating surfaces and amplitude-dependent damping of vibrations. *The Journal of the Acoustical Society of America* **103**, 865-871 (1998).
 41. PEYRET, N. *Dissipation de l'énergie mécanique dans les assemblages : effet du frottement en sollicitation dynamique* thèse de doct. (Université Paris-Est, 2012).
 42. RANA, R. & SOONG, T. T. Parametric study and simplified design of tuned mass dampers. *Engineering Structures* **20**, 193-204 (1998).
 43. SHERWOOD, B. A. & BERNARD, W. H. Work and heat transfer in the presence of sliding friction. *American Journal of Physics* **52**, 1001-1007 (1984).
 44. ELMAIAN, A., GAUTIER, F., PEZERAT, C. & DUFFAL, J.-M. How can automotive friction-induced noises be related to physical mechanisms? *Applied Acoustics* **76**, 391-401 (2014).

-
45. BANERJEE, A. K. Influence of kinetic friction on the critical velocity of stick-slip motion. *Wear* **12**, 107-116 (1^{er} août 1968).
 46. KAVARANA, F. & REDIER, B. *Squeak and Rattle - State of the Art and Beyond* SAE Technical Paper (1999).
 47. NACIVET, S. *Modélisation du frottement en pied d'aube par une approche fréquentielle* Thèse (Ecole centrale de Lyon, 2002).
 48. DAHL, P. R. *A Solid Friction Model* (Defense Technical Information Center, 1968).
 49. MARQUES, F., FLORES, P., CLARO, J. C. P. & LANKARANI, H. M. Modeling and analysis of friction including rolling effects in multibody dynamics : a review. *Multibody System Dynamics* **45**, 223-244 (2019).
 50. BASTEN, T., VAN DER HOOGT, P., SPIERING, R. & TIJDEMAN, H. On the acousto-elastic behaviour of double wall panels with a viscothermal air layer. *Journal of Sound and Vibration* **243**, 699-719 (2001).
 51. AKROUT, A., KARRA, C., HAMMAMI, L. & HADDAR, M. Viscothermal fluid effects on vibro-acoustic behaviour of double elastic panels. *International Journal of Mechanical Sciences* **50**, 764-773 (2008).
 52. BELTMAN, W., van der HOOGT, P., SPIERING, R. & TIJDEMAN, H. Implementation and experimental validation of a new viscothermal acoustic finite element for acousto-elastic problems. *Journal of Sound and Vibration* **216**, 159-185 (1998).
 53. STRONGE, W. J. *Impact mechanics* (Cambridge University Press, 2000).
 54. GILARDI, G. & SHARF, I. Literature survey of contact dynamics modelling. *Mechanism and Machine Theory*, 1213-1239 (2002).
 55. HERTZ, H. Ueber die Berührung fester elastischer Körper. *J. für reine und angewandte Mathematik*, 156-171 (1882).
 56. FLORES, P. & LANKARANI, H. M. *Contact Force Models for Multibody Dynamics* (Springer International Publishing, 2016).
 57. HUNT, K. H. & CROSSLEY, F. R. E. Coefficient of Restitution Interpreted as Damping in Vibroimpact. *Journal of Applied Mechanics* **42**, 440-445 (1975).
 58. SUN, J., LAM, N., ZHANG, L., RUAN, D. & GAD, E. Computer Simulation of Contact Forces Generated by Impact. *International Journal of Structural Stability and Dynamics* **17** (2017).
 59. WANG, G. & LIU, C. Further investigation on improved viscoelastic contact force model extended based on hertz's law in multibody system. *Mechanism and Machine Theory* **153** (2020).

-
60. ABRATE, S. Modeling of impacts on composite structures. *Composite Structures* **51**, 129-138 (2001).
 61. DEGUET, A., JOUKHADAR, A. & LAUGIER, C. *A collision model for deformable bodies in Proceedings. 1998 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Innovations in Theory, Practice and Applications* (1998).
 62. ZHANG, Y. & SHARF, I. *Compliant Force Modelling for Impact Analysis in 28th Biennial Mechanisms and Robotics Conference* (2004).
 63. ZHANG, J., LI, W., ZHAO, L. & HE, G. A continuous contact force model for impact analysis in multibody dynamics. *Mechanism and Machine Theory* **153** (2020).
 64. MINAMOTO, H. & KAWAMURA, S. Moderately high speed impact of two identical spheres. *International Journal of Impact Engineering - INT J IMPACT ENG* **38**, 123-129 (1^{er} fév. 2011).
 65. LYON, R. H., DEJONG, R. G. & LYON, R. H. *Theory and application of statistical energy analysis* 2nd ed (Butterworth-Heinemann, 1995).
 66. MARTINEZ, J. O., CALÇADA, M., JORDAN, R. & GERGES, S. N. Y. *Experimental Determination of the Damping Loss Factor of Highly Damped Ribbed-Stiffened Panels* (SAE International, 2008).
 67. EGE, K., BOUTILLON, X. & DAVID, B. High-resolution modal analysis. *Journal of Sound and Vibration* **325**. Number : 4, 852-869 (2009).
 68. ELIE, B., GAUTIER, F. & DAVID, B. Estimation of mechanical properties of panels based on modal density and mean mobility measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing* **40**, 628-644 (2013).
 69. OBERST, H. & FRANKENFELD, K. Über die Dämpfung der Biegeschwingungen dünner Bleche durch fest haftende Beläge. *Acta Acustica united with Acustica*, 181-194 (1952).
 70. DE, S. K. & WHITE, J. R. *Rubber Technologist's Handbook* 604 p. (iSmithers Rapra Publishing, 2001).
 71. AVRIL, S. *et al.* Overview of Identification Methods of Mechanical Parameters Based on Full-field Measurements. *Experimental Mechanics* **48**, 381-402 (2008).
 72. PEZERAT, C. Overview of the RIFF Technique : Source Identification, Defect Detection and in-situ Material Properties Measurement by Verification of the Local Motion Equation. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems* **9**, 1004-1012 (2016).
 73. POITTEVIN, J., GAUTIER, F., PEZERAT, C. & PICART, P. High-speed holographic metrology : Principle, limitations, and application to vibroacoustics of structures. *Optical Engineering* **22**, 121717-1 (2016).

-
74. PÉZERAT, C., LECLERE, Q., TOTARO, N. & PACHEBAT, M. Identification of vibration excitations from acoustic measurements using near field acoustic holography and the force analysis. *Journal of Sound and Vibration* **326** (2009).
 75. GRÉDIAC, M. & PARIS, P. A. Direct identification of elastic constants of anisotropic plates by modal analysis : theoretical and numerical aspects. *Journal of Sound and Vibration* **195**, 401-415 (1996).
 76. O'DONOUGHUE, P., ROBIN, O. & BERRY, A. *Inference of Random Excitations from Contactless Vibration Measurements on a Panel or Membrane Using the Virtual Fields Method* in (2017), 357-372.
 77. PIERRON, F. & GRÉDIAC, M. *The Virtual Fields Method* (Springer New York, 2012).
 78. GRÉDIAC, M., PIERRON, F., AVRIL, S. & TOUSSAINT, E. The Virtual Fields Method for Extracting Constitutive Parameters From Full-Field Measurements : a Review. *Strain* **42**, 233-253 (2008).
 79. GIRAUDEAU, A. & PIERRON, F. Identification of stiffness and damping properties of thin isotropic vibrating plates using the virtual fields method : theory and simulations. *Journal of Sound and Vibration* **284**, 757-781 (2005).
 80. MOULART, R., PIERRON, F., HALLETT, S. R. & WISNOM, M. R. Full-Field Strain Measurement and Identification of Composites Moduli at High Strain Rate with the Virtual Fields Method. *Experimental Mechanics* **51**, 509-536 (2011).
 81. PEZERAT, C. *Méthode d'identification des efforts appliqués sur une structure vibrante, par résolution et régularisation du problème inverse* Theses (INSA de Lyon, 1996).
 82. LECOQ, D. *Identification par problème inverse vibratoire des bas nombres d'onde de pressions pariétales turbulentes*. Theses (Université du Maine - Le Mans (72), 2013).
 83. GROSSET, O. *Identification de la pression pariétale turbulente par problème inverse vibratoire dans les domaines aéronautique et naval* thèse de doct. (Université du Maine, Le Mans, 2017).
 84. ABLITZER, F., PÉZERAT, C., GÉNEVAUX, J.-M. & BÉGUÉ, J. Identification of stiffness and damping properties of plates by using the local equation of motion. *Journal of Sound and Vibration* **333**, 2454-2468 (2014).
 85. ABLITZER, F., PÉZERAT, C., LASCOP, B. & BROCAIL, J. Identification of the flexural stiffness parameters of an orthotropic plate from the local dynamic equilibrium without a priori knowledge of the principal directions. *Journal of Sound and Vibration* **404**, 31-46 (2017).
 86. PEZERAT, C. & GUYADER, J. L. Force Analysis Technique : Reconstruction of Force Distribution on Plates. *Acta Acustica united with Acustica* (2000).

-
87. LECLÈRE, Q. & PÉZERAT, C. Vibration source identification using corrected finite difference schemes. *Journal of Sound and Vibration* **331**, 1366-1377 (2012).
 88. LECLERE, Q., ABLITZER, F. & PEZERAT, C. *Identification of loads of thin structures with the corrected Force Analysis technique : An alternative to spatial filtering regularization in ISMA 2014, Leuven, Belgium* (2014).
 89. LECLÈRE, Q., ABLITZER, F. & PÉZERAT, C. Practical implementation of the corrected force analysis technique to identify the structural parameter and load distributions. *Journal of Sound and Vibration* **351**, 106-118 (2015).
 90. RENZI, C. *Identification expérimentale de sources vibratoires par résolution du problème inverse modélisé par un opérateur éléments finis local* Theses (INSA de Lyon, 2011).
 91. FAURE, C., PEZERAT, C., ANTONI, J. & ABLITZER, F. *Identification of vibration sources from measurements of transverse displacement, from a bayesian point of view.* in *Proceedings of Novem, Dubrovnik, Croatia* (2015).
 92. FAURE, C., PEZERAT, C., ANTONI, J. & ABLITZER, F. Empirical and fully Bayesian approaches for the identification of vibration sources from transverse displacement measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing* **94**, 180-201 (2017).
 93. FAURE, C., ANTONI, J., ABLITZER, F. & PEZERAT, C. A fully Bayesian approach based on Bernoulli-Gaussian prior for the identification of sparse vibratory sources from displacement measurements. *Journal of Sound and Vibration* **116726**. doi : 10.1016/j.jsv.2021.116726., pp. 180-201 (2022).
 94. FAURE, C. *Approches bayésiennes appliquées à l'identification d'efforts vibratoires par la méthode de Résolution Inverse* Thèse de doctorat (Le Mans, 2017).
 95. BOTTOIS, P. *Caractérisation de matériaux composites sur structures à géométries complexes par problème inverse vibratoire local* Thèse de doctorat (Le Mans Université, 2019).
 96. WASSEREAU, T. *Caractérisation de matériaux composites par problème inverse vibratoire* Thèse de doctorat (Université du Maine, Le Mans, 2016).
 97. D.N., H. Dynamic Solution Techniques. *MSC.Nastran Version 70 Advanced Dynamic Analysis User's Guide Chapter 5* (2002).
 98. PLOUIN A.S., B. E. *Steel/Viscoelastic/Steel Sandwich Shells Computational Methods and Experimental Validations* in (2000), 384-390.
 99. PAZ, M. & KIM, Y. H. *Structural Dynamics : Theory and Computation* (Springer International Publishing, 2019).
 100. CZŁONKA, S., STRĄKOWSKA, A. & KAIRYTĖ, A. The Impact of Hemp Shives Impregnated with Selected Plant Oils on Mechanical, Thermal, and Insulating Properties of Polyurethane Composite Foams. *Materials* **13** (2020).

-
101. BIRMAN, V., CHANDRASHEKHARA, K., HOPKINS, M. & VOLZ, J. Effects of nanoparticle impregnation of polyurethane foam core on the performance of sandwich beams. *Composites Part B : Engineering* **46** (2013).

Annexe A

Caractérisation de la mousse d'habillage

La mousse utilisée, présentée dans la figure A.1, est en polyuréthane imprégnée. Pour caractériser la mousse, des essais ont été effectués chez Trèves, spécialiste dans le traitement acoustique des véhicules. Les paramètres acoustiques de la mousse sont déterminés à l'aide de trois systèmes de mesures : le porosimètre (pour la porosité), le résistivimètre (pour la résistivité au passage de l'air) et le tube de Kundt (pour les longueurs thermiques et visqueuses, ainsi que la tortuosité). Une caractérisation approfondie est nécessaire, car la mousse est un matériau poreux constitué de propriétés structurales et acoustiques.

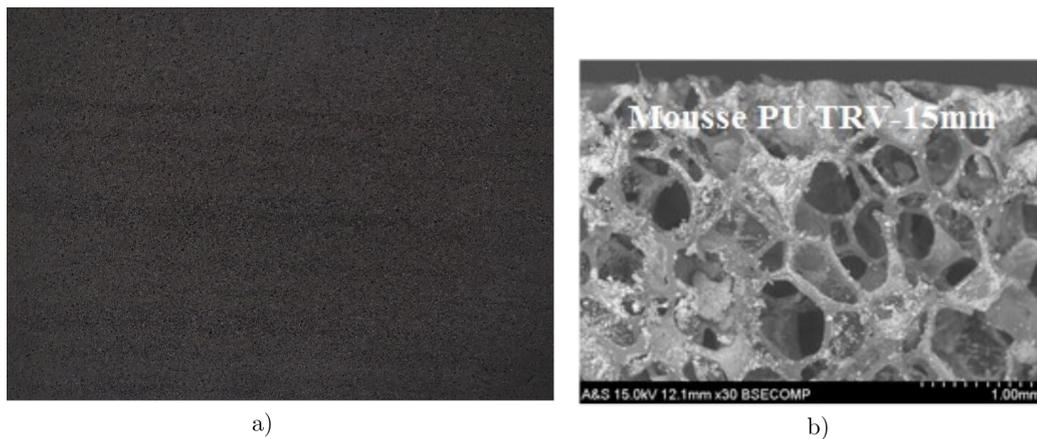


FIGURE A.1 – Photos d'une mousse polyuréthane imprégnée, vue macroscopique a) et vue microscopique b)

Pour la mesure avec le porosimètre, 13 échantillons ont été découpés avec un diamètre de 100 mm et placés dans la chambre de test. Dans un premier temps, la chambre est remplie d'air, avec le matériau à tester. Lorsque le système est stabilisé, il est pesé. Cette valeur est donnée au logiciel du porosimètre, qui connaît l'ensemble du poids du système de mesure. Dans un second temps, la chambre est vidée de son air. Le système se stabilise, puis il est pesé à nouveau. La valeur est fournie au logiciel, qui calcule l'écart de poids entre les deux mesures. Cela permet ainsi de quantifier à la fois la masse volumique du matériau poreux, ainsi que sa porosité.

Le résistivimètre permet de mesurer la résistance à un flux d'air. Pour cela, des échantillons de

100 mm sont placés dans le système de mesure entre deux capteurs de pressions. Un flux d'air traverse le matériau poreux et une différence de pression est mesurée avec les deux capteurs. Puis la résistivité est déterminée à l'aide de la résistance du flux d'air.

Les derniers paramètres acoustiques de la mousse sont déterminés avec la méthode inverse Johnson - Champoux - Allard, à l'aide d'une mesure au tube d'impédance et de transmission à 3 microphones, ainsi que des valeurs de porosité et résistivité mesurées précédemment. De nouvelles découpes d'échantillons de 44 mm ont été faites. La mesure au tube d'impédance permet de mesurer le coefficient d'absorption. Avec tous ces paramètres et le logiciel FOAM-X de Mecanum, les longueurs caractéristiques thermiques et visqueuses, ainsi que la tortuosité sont déterminées.

Les caractéristiques plutôt mécaniques de la mousse ont été précédemment déterminées au CEVAA à l'aide d'un banc de rigidité dynamique pour le module de stockage et le facteur de perte à la fréquence de résonance de pompage de la mousse et à température ambiante. Les paramètres de la mousse et de la plaque sont rassemblés dans les tableaux A.1 et A.2.

Paramètres	Valeurs
Épaisseur h	0.008 [m]
Module de stockage E'	1 [MPa]
Facteur de perte η	1.7 [%]
Porosité Φ	0.95
Resistivité σ	2340 [N.s.m ⁻⁴]
Longueur visqueuse Λ	194 [μ m]
Longueur thermique Λ'	319 [μ m]
Densité volumique ρ	65.44 [kg.m ⁻³]

TABLEAU A.1 – Paramètres de la mousse polyuréthane imprégnée.

Paramètres	Valeurs
Épaisseur h	0.001 [m]
Module de stockage E'	210 [GPa]
Facteur de perte η	0.1 [%]
Masse volumique ρ	7800 [kg.m ⁻³]

TABLEAU A.2 – Paramètres de la plaque en acier.

Les caractéristiques de la mousse sont utiles lors de modélisation numérique du système étudié. Aucune détermination des propriétés de la mousse non imprégnée n'a été faite. En perspective, il serait intéressant de comparer les propriétés de la mousse non imprégnée et imprégnée. Effectivement, l'imprégnation de la mousse affecte ses propriétés acoustiques et élastiques [100, 101].

Annexe B

Changement de contact à l'interface mousse-plaque pour une mousse de 8 mm

La mousse de 8 mm pour une interface collée ou posée est étudiée sur la figure B.1. La rigidité divisée par la masse surfacique et le facteur de perte équivalent sont décrits en fonction de la fréquence. Les données obtenues sont issues de la première campagne de mesure à l'aide du banc de mesure décrit sur la figure 3.3.

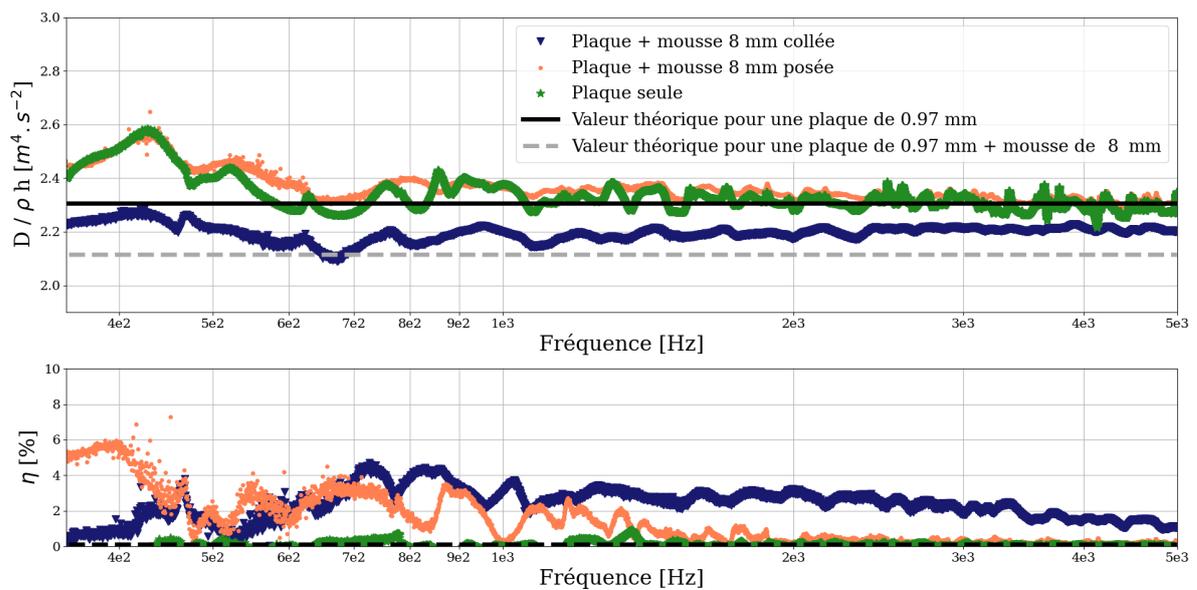


FIGURE B.1 – Rigidité divisée par la masse surfacique et facteur de perte en fonction de la fréquence pour une plaque nue et avec une plaque habillée d'une mousse de 8 mm collée ou posée.

Dans le cas de la rigidité, les résultats obtenus sont différents selon l'interface de contact entre la mousse et la plaque. Lorsque la mousse est collée, les données sont proches de la valeur théorique de la rigidité de la plaque avec une mousse de 8 mm. À la différence, lorsque la mousse est simplement posée, la courbe est proche de celle de la plaque seule. La valeur théorique pour la plaque + mousse de 8 mm correspond au rapport de rigidité sur masse dans le cas où la mousse de 8 mm est collée sur la plaque en acier.

Pour l'amortissement, les résultats sont aussi différents, selon la bande de fréquences. Entre 320 et 2 000 Hz, la mousse lorsqu'elle est posée apporte un amortissement non négligeable à la plaque. À 2 000 Hz, l'amortissement tend vers le facteur de perte de la plaque. Alors que dans le cas de la mousse collée, l'amortissement est d'environ 3 % sur la bande de fréquences 400 à 3 000 Hz. L'amortissement est toujours supérieur au facteur de perte de la plaque.

Lors de la deuxième campagne de mesure, des conditions différentes de contacts entre la mousse et la plaque non collée sont testées pour favoriser un phénomène d'amortissement plus qu'un autre. Les mesures sont faites pour une mousse contrainte à la plaque, à l'aide d'un carton, sans collage d'après le montage de la figure 3.3 et une mousse proche, mais sans contact avec la plaque comme pour le banc présenté sur la figure 3.5. Tous les amortissements quantifiés pour les différentes configurations sont présentés sur la figure B.2.

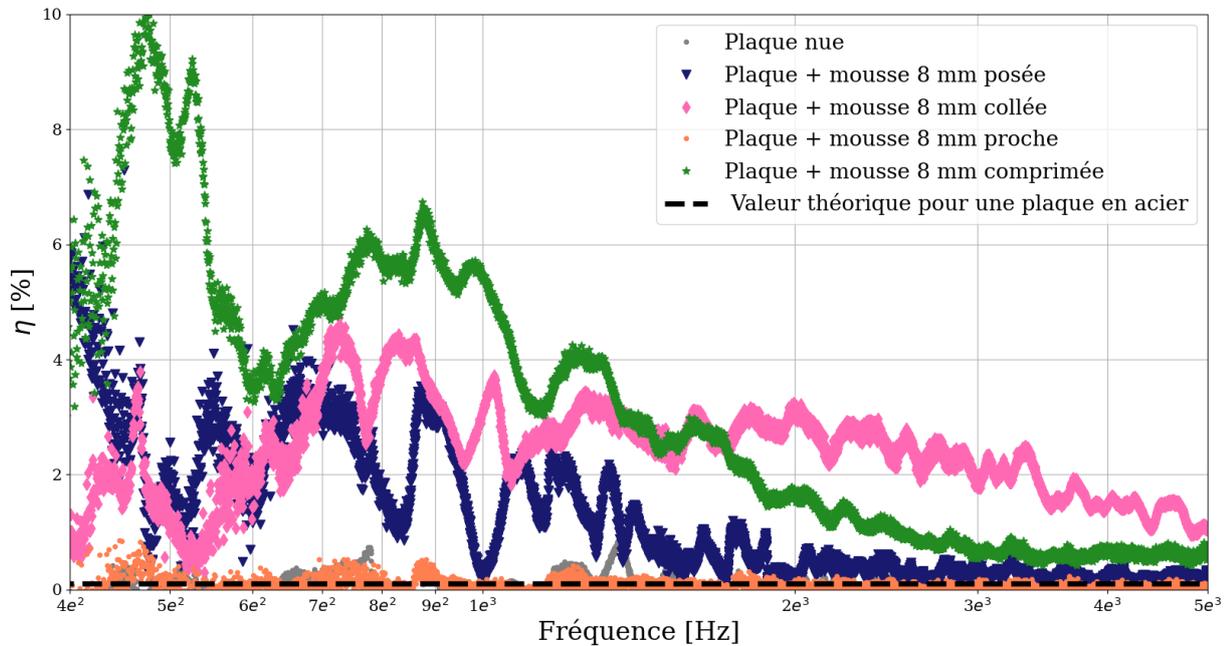


FIGURE B.2 – Facteur de perte équivalent en fonction de la fréquence pour différents contacts entre une mousse de 8 mm et une plaque en acier de 1 mm.

Les différents contacts entre la mousse et la plaque permettent de répondre à certaines hypothèses sur les phénomènes d'amortissement dominant selon l'interface. Dans un premier temps, l'amortissement observé lorsque la mousse est simplement posée ne fait pas intervenir d'amortissement lié au rayonnement ou à la variation de pression d'une lame d'air entre la mousse et la plaque. Cette idée est confirmée par la configuration de la mousse de 8 mm proche de la plaque, mais pas en contact. Cette courbe est presque identique à l'amortissement de la plaque seule. Cela exclut les phénomènes de rayonnement acoustique de la plaque vers la mousse,

mais pas les phénomènes de dissipation visco-thermique dans la mousse.

Les résultats de la mousse de 8 mm comprimée sur la plaque décrivent une décroissance en fonction de la fréquence, comme ce qui est observé pour la mousse simplement posée, cependant l'amortissement est supérieur sur l'ensemble de la bande de fréquences. Plusieurs phénomènes peuvent être à l'origine de cet amortissement : un phénomène de cisaillement de la mousse en basses fréquences ; ou bien un phénomène de glissement de la mousse entre la plaque de carton et la plaque en acier en hautes fréquences. L'augmentation de masse apportée par la plaque de carton peut avoir un effet sur l'amortissement apparent perçu par la plaque sur l'ensemble de la bande de fréquences. Enfin, les résultats obtenus pour la mousse de 8 mm collée sur la plaque ne décrivent pas la même allure que les autres courbes en hautes fréquences. Cela montre que lorsque la mousse est collée, les sources d'amortissement ne sont pas les mêmes que lorsqu'aucun collage n'est présent.

Une comparaison des mousses de 8 mm imprégnées et non imprégnées pour les interfaces collées et posées est effectuée. Les résultats sont présentés sur la figure B.3.

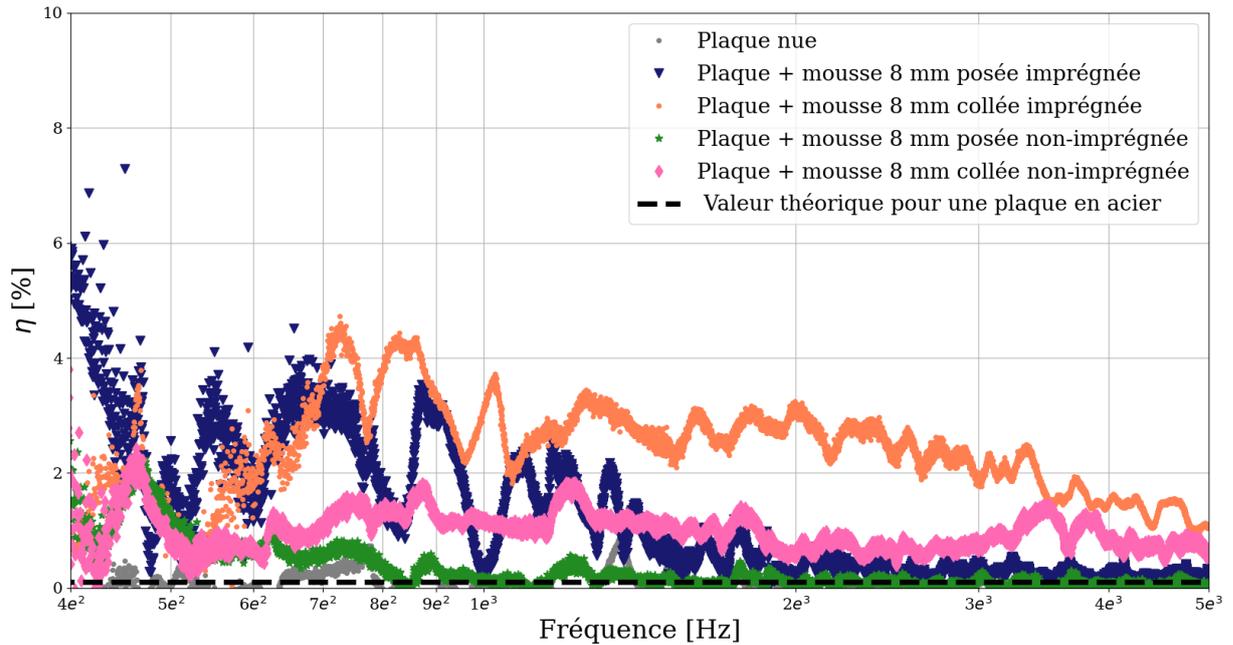


FIGURE B.3 – Facteur de perte équivalent en fonction de la fréquence d'une mousse 8 imprégnée et non imprégnée, posée et collée sur une plaque en acier de 1 mm.

L'imprégnation joue encore une fois énormément sur le facteur de perte équivalent de la structure mousse-plaque. Dans le cas de la configuration collée, la mousse imprégnée a un amortissement parfois presque deux fois supérieur à la mousse non imprégnée. Cependant, les variations du facteur de perte sont moins importantes dans le cas de la mousse non imprégnée. Pour

la configuration mousse posée, la mousse imprégnée amortit à certaines fréquences trois fois plus que la mousse non imprégnée. La décroissance en fréquences est plus rapide dans le cas de la mousse non imprégnée, mais la tendance est la même que celle imprégnée.

Titre : Caractérisation par problèmes inverse vibratoire de l'amortissement présent dans une structure sandwich mousse-plaque avec différents types de contact à l'interface

Mot clés : Amortissement, Allègement, Problème Inverse, Vibration, Interface, Matériaux poreux, Matériaux sandwich

Résumé : Les nouvelles contraintes écologiques nécessitent de repenser les véhicules de demain. Un des défis des constructeurs et équipementiers automobiles est l'allègement des véhicules. Une approche est de repenser les mousses d'habillage et leurs emplacements, normalement présentes pour le confort acoustique, pour dissiper l'énergie vibratoire des caisses automobiles à la place de dispositifs ajoutés sur les tôles. Dans des structure bicouches « plaque acier - matériau poreux », les phénomènes d'amortissement (externe, interne ou d'interface) et leurs modèles (visqueux, hystériques, frottement, ...) associés sont multiples, avec une dépendance en espace et en fréquence importante. Dans cette thèse, les paramètres usuellement utilisés pour décrire la dissipation d'énergie dans une structure (coefficient et taux d'amortissement, facteur de perte, ...) sont définis pour mettre en avant les équivalences possibles entre les différents modèles de dissipation. C'est ainsi qu'un facteur de perte équivalent est utilisé pour définir l'amortissement local d'une structure bicouches quel que soit le phénomène de dissipation. Pour identifier ce paramètre, des techniques expérimentales sont présentées, avec une focalisation vers les méthodes de Résolution Inverse (RI, RIFF, RIC, RIB). Ce type de méthode est particulièrement pratique pour caractériser localement les paramètres de structures bicouches. Une combinaison de deux de ces méthodes permet d'augmenter la bande de fréquences d'identification. Pour valider l'approche utilisée, une structure académique (poutre bi-appuyée) simulée avec différents éléments d'amortissement (amortisseurs visqueux, frotteurs) permet de mettre en

avant l'influence de ces éléments dans le domaine fréquentiel et dans l'espace. De plus, ces résultats numériques apportent une base de comparaison pour comprendre quels mécanismes d'amortissement interviennent dans des systèmes réels. Un banc de mesure utilisant un vibromètre laser pour mesurer le champ de déplacement d'une plaque support en acier surmontée d'une mousse pour différents contacts à l'interface (mousse collée ou posée) est présenté. Celui-ci permet de quantifier le facteur de perte équivalent à l'aide de la méthode de résolution inverse. Dans le cas d'une mousse collée, la comparaison du facteur de perte équivalent avec son évaluation par éléments finis permet de démontrer que l'effet viscoélastique de la mousse s'avère être le phénomène physique principal responsable de l'amortissement des vibrations. En revanche dans le cas d'une mousse posée, le facteur de perte équivalent expérimental décrit un comportement de la structure très différent, ce qui induit un mécanisme plus difficile à comprendre. Des enregistrements par une caméra rapide permettent d'observer le frottement ou rebond possible à l'interface mousse-plaque, ce qui influe de manière non négligeable sur l'énergie dissipée dans des gammes de fréquences très basses, en complémentarité avec le comportement viscoélastique des mousses collées. Cela permet de conclure que les phénomènes complémentaires d'amortissement de mousses posées et collées peuvent être envisagés dès la conception du véhicule en optimisant leur emplacement par rapport aux domaines fréquentiels où ils doivent agir.

Title: Characterization by inverse vibration problem of the damping present in a foam-plate sandwich structure with different types of contact at the interface

Keywords: Damping, Lightening, Inverse method, Vibration, Interface, Porous materials, Sandwich materials

Abstract: The new ecological constraints require a rethink of the vehicles of tomorrow. One of the challenges facing car manufacturers and suppliers is to make vehicles lighter. One approach is to rethink the trim foams and their locations, normally present for acoustic comfort, to dissipate the vibratory energy of car bodies instead of devices added to the sheets. In two-layered "steel plate - porous material" structures, the damping phenomena (external, internal or interface) and their associated models (viscous, hysterical, frictional, ...) are multiple, with a significant space and frequency dependence. In this thesis, the parameters usually used to describe energy dissipation in a structure (damping coefficient and rate, loss factor, ...) are defined to highlight the possible equivalences between the different dissipation models. Thus, an equivalent loss factor is used to define the local damping of a bilayer structure whatever the dissipation phenomenon. To identify this parameter, experimental techniques are presented, with a focus on Inverse Resolution methods (IR, RIFF, RIC, RIB). This type of method is particularly useful for characterising the parameters of bilayer structures locally. A combination of two of these methods allows to increase the identification frequency band. To validate the approach used, an academic structure (bi-pinned beam) simulated with different damping elements (viscous dampers, friction pads) allows to highlight the influence of these elements in the frequency domain and in space. In addition, these numerical results provide a basis for comparison to understand which damping mechanisms are involved in real systems. A measurement bench using a laser vibrometer to measure the displacement field of a steel support plate covered with foam for different interface contacts (glued or laid foam) is presented. This allows the equivalent loss factor to be quantified using the inverse resolution method. In the case of glued foam, the comparison of the equivalent loss factor with its evaluation by finite elements shows that the viscoelastic effect of the foam is the main physical phenomenon responsible for vibration damping. However, in the case of a laid foam, the experimental equivalent loss factor describes a very different behaviour of the structure, which leads to a more difficult to understand mechanism. High-speed camera recordings allow us to observe the possible friction or rebound at the foam-plate interface, which has a significant influence on the energy dissipated in very low frequency ranges, complementing the viscoelastic behaviour of glued foams. This leads to the conclusion that the complementary damping phenomena of laid and glued foams can be considered in the design of the vehicle by optimising their location with respect to the frequency domains in which they should act.