



HAL
open science

Les mousses adaptatives pour l'amélioration de l'absorption acoustique : modélisation, mise en oeuvre, mécanismes de contrôle

Pierre Leroy

► **To cite this version:**

Pierre Leroy. Les mousses adaptatives pour l'amélioration de l'absorption acoustique : modélisation, mise en oeuvre, mécanismes de contrôle. Acoustique [physics.class-ph]. Université de Provence - Aix-Marseille I, 2008. Français. NNT : . tel-00352363

HAL Id: tel-00352363

<https://theses.hal.science/tel-00352363>

Submitted on 12 Jan 2009

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 de l'Université de Provence (Aix-Marseille I)

Ecole Doctorale 353 - Science Pour l'Ingénieur : Mécanique, Physique,
Micro et Nanoélectronique

LES MOUSSES ADAPTATIVES POUR L'AMÉLIORATION DE L'ABSORPTION ACOUSTIQUE : MODÉLISATION, MISE EN OEUVRE, MÉCANISMES DE CONTRÔLE

Présentée par

Pierre Leroy

pour obtenir le grade de

Docteur de l'Université Aix-Marseille I

Spécialité : **ACOUSTIQUE**

le 24 novembre 2008

Directeurs de thèse :

Philippe Herzog, Alain Berry, Nouredine Atalla

Jury :

Marie-Annick Galland	Ecole Centrale de Lyon	Rapporteur
Patrice Masson	Université de Sherbrooke	Rapporteur
Christian Hochard	Université de Provence	Examineur
Jean-Claude Debus	ISEN - IEMN	Examineur
Alain Berry	Université de Sherbrooke	Directeur de thèse
Nouredine Atalla	Université de Sherbrooke	Directeur de thèse

CNRS - Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique

Remerciements

Cette thèse de doctorat est le fruit d'une collaboration entre le Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke (Canada) et le Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique (France). J'aimerais donc exprimer ma gratitude envers les deux directeurs des ces laboratoires : Noureddine Atalla (GAUS) et Dominique Habault (LMA), pour leur accueil et pour m'avoir permis de faire cette thèse en cotutelle.

Je tiens à exprimer toute ma reconnaissance à mes trois directeurs de thèse pour leur confiance, leur soutien et leur exceptionnelle complémentarité. Je remercie Alain Berry pour m'avoir toujours posé les bonnes questions et m'avoir soutenu dans tous les aspects scientifiques et rédactionnels, Noureddine Atalla pour son sens de l'efficacité et son soutien scientifique sans faille et enfin Philippe Herzog pour m'avoir ouvert à la rigueur de la pratique expérimentale et pour sa pratique apaisante de la philosophie dans les moments difficiles. Je tiens à remercier le réseau AUTO21 (<http://www.auto21.ca/>) qui a financé en grande partie cette recherche.

J'aimerais aussi remercier chaleureusement Yann Pasco dont la largeur des connaissances scientifiques m'a permis un enrichissement à chaque discussion et surtout pour m'avoir débloqué plus d'une fois en prenant le temps de réfléchir avec moi.

Je voudrais remercier les professeurs et chercheurs du GAUS et du LMA avec qui j'ai pu discuter et m'enrichir de leur conversation, notamment Emmanuel Friot, Pierre Olivier Mattei, Jean Kergomard, Muriel Winniger, Raymond Panneton, Patrice Masson, François Charon, Jean Nicolas et Jean-sébastien Plante.

Pour ce qui concerne le code numérique, ma gratitude revient à Celse Kafui Amedin pour avoir répondu à bon nombre de mes questions innocentes avec la même gentillesse et à Huizhong Lu sans qui la parallélisation et la mise en place du code sur le super ordinateur Mammoth aurait été particulièrement ardue, voire impossible. J'aimerais particulièrement saluer sa gentillesse et sa disponibilité extraordinaire.

J'aimerais remercier tout ceux qui m'ont apporté un soutien technique notamment Patrick Lévesque, Stephan Devic, Alain Rimeyneille pour la réalisation du tube et des cavités de validation, Alain Roure pour la mise en place du contrôle actif et Cedric Pinhede pour ses conseils et sa bonne humeur.

Je salue chaleureusement les étudiants du GAUS et du LMA avec qui j'ai passé de bons

moments et eu des discussions enrichissantes notamment Anthony Gérard, Eric Bavu, Nicolas Quaegebeur, Marc Lebreux, Philippe-Aubert Gauthier, Camille perrot, Fabien chevilotte, Walid Belgacem, Dilal Rhazi, Kamel Amichi, Guillaume Ricciardi, Alexandre Gintz, Maxime Keller, Stefan Schneider.

Je crois que je n'aurai pas pu faire cette thèse sans les vertus bienfaitrices de la musique. Je remercie donc les groupes de musique dans lesquels j'ai joué du trombone durant mon séjour à Sherbrooke et à Marseille : GarsTrans, Sboubi, Skarabee, Onze Swing, Hysteresis, Steeve macouille, Superfly Allstar ainsi que le collectif "mange tes morts", sans compter les multiples interventions, qui ne portent pas de nom si ce n'est bonheur et adrénaline, avec mon compère musical infailible : Anthony "Yec'hed Mad" Gérard.

J'aimerais aussi remercier de tout mon coeur mes parents Dominique et Danièle Leroy pour leur soutien, pour m'avoir permis de m'épanouir librement et d'être ce que je suis aujourd'hui. Je pense aussi à mon frère, Nicolas Leroy, pour son charisme, sa générosité et pour m'avoir épaulé de son bon sens.

Je remercie aussi profondément mon grand père Michel Leroy pour m'avoir donné le goût de la mécanique, ma grand mère Henriette Leroy pour son amour constant tout au long de mon existence et plus généralement ma famille que j'aime et qui m'a toujours soutenu.

J'adresse tout mon amour à Claire Balouet, pour avoir supporté les soirées de combat interminables, seul face à mon ordinateur et pour son amour au long de cette thèse.

Je tire aussi mon chapeau à Ilia Castro, Tanya Saint Pierre, Philippe Robin pour le bonheur de leurs exubérances contemporaines et le simple bonheur que la vie nous livre gratuitement tous les jours : le rire.

Que le personnel administratif soit salué et le personnel d'entretien remercié de son travail.

TABLE DES MATIÈRES

Chapitre 1 Introduction	1
1.1 Contexte et motivations	1
1.2 Problématiques	2
1.2.1 Les mousses adaptatives, une réponse technologique?	2
1.2.2 Tendre vers une compréhension plus approfondie des mécanismes de contrôle	3
1.3 État de l’art	4
1.3.1 Matériaux absorbants hybrides actif-passif	4
1.3.2 La modélisation des matériaux poreux : état de l’art	14
1.3.3 La modélisation des actionneurs piézoélectriques	21
1.4 Originalité et objectifs de la recherche	27
1.4.1 Originalité	27
1.4.2 Objectif général	28
1.4.3 Objectifs spécifiques	28
1.5 Organisation du mémoire	29
Chapitre 2 Étude analytique des modes d’action de configurations hybrides active/passive pour l’absorption	31
2.1 Introduction	31
2.2 Description qualitative des matériaux poreux	32
2.3 Modélisation analytique des matériaux poroélastiques	33
2.3.1 Équations de mouvement	33
2.3.2 Relations contraintes-déformations	35
2.3.3 Nombres d’onde associés aux ondes de compression et de cisaillement .	37
2.3.4 Calcul de la puissance de dissipation par effet visqueux	37
2.4 Quatre configurations d’absorbeurs hybrides avec une mousse dans un tube . .	38
2.4.1 Présentation des stratégies	38
2.4.2 Mise en équation du problème	40
2.4.3 Caractéristiques de la mousse employée pour l’analyse	41
2.4.4 Configuration de mousse collée sur un piston	42

2.4.5	Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière	43
2.4.6	Configuration de mousse mobile avec une condition anéchoïque à l'arrière	45
2.4.7	Configuration de mousse mobile avec cavité arrière de 5cm de profondeur	47
2.4.8	Comparaison des 4 configurations	49
2.5	Synthèse des modes d'action	53
2.6	Conclusion	54
Chapitre 3 Un modèle éléments finis général de mousse adaptative		56
3.1	Le concept de mousse adaptative et les contraintes associées à la modélisation .	56
3.2	Présentation du modèle	59
3.3	Formulation intégrale faible des différents domaines constitutifs d'une mousse adaptative	60
3.3.1	Domaine poroélastique	61
3.3.2	Domaine acoustique	64
3.3.3	Domaine piézoélectrique	65
3.3.4	Domaine élastique	68
3.4	Conditions de couplage	69
3.4.1	Couplage poroélastique - acoustique	69
3.4.2	Couplage poroélastique - structure	70
3.4.3	Couplage acoustique - structure	71
3.5	Mise en oeuvre de la méthode des éléments finis	71
3.5.1	Introduction	71
3.5.2	Élément poroélastique	73
3.5.3	Élément acoustique	73
3.5.4	Élément piézoélectrique	73
3.5.5	Élément élastique	74
3.5.6	Élément d'étanchéité	74
3.5.7	Assemblage du système global	75
3.6	Calcul des indicateurs énergétiques	76
3.6.1	Vitesse quadratique	76
3.6.2	Pression quadratique	76
3.6.3	Impédance de surface	76
3.6.4	Coefficient de réflexion et d'absorption d'une onde plane en incidence normale	77
3.6.5	Bilan de puissance	77
3.7	Méthode de calcul de la commande de contrôle	79
3.8	Conclusion	81

Chapitre 4 Discussion sur la conception des prototypes de mousse adaptative et du montage expérimental	83
4.1 Introduction	83
4.2 Dimensionnement des maquettes	84
4.2.1 Choix du matériau absorbant	84
4.2.2 Choix du PVDF	84
4.2.3 Les contraintes liées au contrôle	85
4.2.4 Les contraintes liées à la validation	86
4.2.5 Les trois géométries de mousse adaptative	87
4.2.6 La cavité de fixation des mousses adaptatives	88
4.3 Problématiques liées à la réalisation	90
4.3.1 La découpe de la mousse	91
4.3.2 La découpe du PVDF	91
4.3.3 La préparation de la mousse et collage	91
4.4 Caractérisation des matériaux constitutifs	92
4.4.1 La caractérisation de la mousse de mélamine	92
4.4.2 Les propriétés du PVDF	92
4.4.3 La caractérisation du collage	93
4.5 Domaine d'utilisation des prototypes en tant que transducteur	94
4.5.1 Limite de linéarité de l'amplificateur capacitif	96
4.5.2 Linéarité des 3 prototypes de mousse adaptative	97
4.5.3 Bilan sur le domaine d'utilisation des mousses adaptatives	101
4.6 Efficacité de transduction des prototypes - estimation du débit	101
4.6.1 Méthode	101
4.6.2 Comparaison des trois prototypes	104
4.7 Conclusion	106
Chapitre 5 Validation du modèle numérique	107
5.1 Une validation expérimentale incontournable	107
5.2 Validation analytique préliminaire du couplage fluide-poroélastique	108
5.3 Descriptif des cavités de mesure	110
5.3.1 Le tube	110
5.3.2 La petite cavité	112
5.3.3 La grosse cavité	112
5.4 Modèles numériques	114
5.5 Résultats des mesures de validation expérimentale du modèle de mousse adaptative	116
5.5.1 Absorption passive	116

5.5.2	Rayonnement dans le tube	121
5.5.3	Rayonnement dans la petite cavité	126
5.5.4	Rayonnement dans la grande cavité	129
5.6	Bilan sur la validité du code	131
5.6.1	Conclusion et domaine de validité du code	131
5.6.2	Les améliorations à apporter au code	133
Chapitre 6 Mise en place expérimentale du contrôle actif		135
6.1	Introduction - Les trois cas de contrôle	135
6.1.1	Contrôle en boucle ouverte avec une somme de cosinus [50 : 10 :1500Hz]136	
6.1.2	Les deux cas de contrôle adaptatif nFX-LMS	139
6.2	Influence de la position du microphone unidirectionnel	143
6.2.1	Comparaison des commandes de contrôle pour chaque mousse	143
6.2.2	Bilan sur l'influence de la position du microphone unidirectionnel	146
6.3	Performances des mousses adaptatives	148
6.3.1	Mousse adaptative 1	148
6.3.2	Mousse adaptative 2	150
6.3.3	Mousse adaptative 3	151
6.3.4	Commentaires sur les performances individuelles des mousses adaptatives	153
6.3.5	Étude complémentaire sur le contrôle adaptatif large bande avec la mousse adaptative 1	153
6.3.6	Comparaison des performances des trois prototypes	158
6.4	Retour sur la littérature et comparaison des performances avec les mousses adaptatives existantes	161
6.5	Bilan sur la mise en oeuvre du contrôle	165
Chapitre 7 Approfondissement de la compréhension des mécanismes de contrôle dans les mousses adaptatives grâce au modèle numérique		167
7.1	De l'utilité du code pour la compréhension des mécanismes internes	167
7.2	Influence du PVDF sur l'absorption passive	168
7.3	Vérification de la validité de la commande de contrôle calculée numériquement pour les 3 mousses adaptatives	170
7.4	Influence du type de mousse sur la configuration 2	172
7.5	Comportement détaillé de la mousse adaptative 2	174
7.5.1	Les déformées	175
7.5.2	Le débit en contrôle	176
7.5.3	Bilan de puissance en contrôle	176

7.5.4	Pression quadratique dans le tube et la cellule (mousse adaptative + cavité arrière)	181
7.6	Conclusion	182
Chapitre 8 CONCLUSION GÉNÉRALE		184
8.1	Résumé des principaux résultats obtenus	184
8.1.1	Le modèle	184
8.1.2	La mise en oeuvre pratique	185
8.1.3	Les modes d'action	187
8.2	Rappel des originalités de ce travail	188
8.3	Perspectives	190
8.3.1	Modélisation	190
8.3.2	Contrôle	191
8.3.3	Optimisation des mousses adaptatives	192
Bibliographie		194
Annexe A Détails de la mise en équation des modèles analytiques d'absorbeurs hybrides		204
A.1	Conditions limites associées au système de mousse collée sur un piston	204
A.2	Conditions limites associées au système de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière	206
A.3	Conditions limites associées au système de mousse mobile avec une condition anéchoïque à l'arrière	208
A.4	Conditions limites associées au système de mousse mobile avec une cavité arrière	209
Annexe B Détail de la mise en place des éléments finis		212
B.1	Forme des éléments et fonctions d'interpolation	212
B.2	Élément poroélastique	213
B.2.1	Interpolation géométrique	213
B.2.2	Matrices élémentaires de la partie solide	213
B.2.3	Matrices élémentaires de la partie fluide	214
B.2.4	Matrices élémentaires de la partie de couplage fluide-solide	214
B.2.5	Forces extérieures	215
B.3	Élément acoustique	215
B.3.1	Interpolation géométrique	215
B.3.2	Matrices élémentaires	216
B.3.3	Forces extérieures	216

B.4	Élément de coque piézoélectrique	216
B.4.1	Interpolation géométrique	216
B.4.2	Matrices élémentaires de la partie élastique	217
B.4.3	Matrices élémentaires de la partie électrique	217
B.4.4	Forces extérieures	218
B.5	Matrice élémentaire de couplage fluide-structure	218
Annexe C Matériels utilisés pour les mesures expérimentales		219
C.1	Description de la chaîne de mesure	219
C.1.1	Les micros composant les doublets	219
C.1.2	Préamplificateur des micros des doublets	220
C.1.3	La carte d'alimentation	221
C.1.4	Le microphone unidirectionnel	222
C.1.5	L'analyseur PARAGON	223
C.1.6	Laser	223
C.2	Amplificateurs	224
C.2.1	Amplificateur capacitif pour le PVDF	224
C.2.2	Amplificateur pour les HP primaires	224
C.3	Contrôleurs	224
C.3.1	Contrôleur off-line - générateur NOVACS	224
C.3.2	Contrôleur adaptatif nFX-LMS- COBRA	225
C.3.3	Filtre - gain - delay	225
C.4	Calibration des microphones	225
C.5	Découpe des mousses	226
Annexe D Caractérisation expérimentale préliminaire de la mousse		227
D.1	Paramètres acoustiques	227
D.1.1	La Porosité Φ	227
D.1.2	La Résistivité au passage de l'air σ	228
D.1.3	La tortuosité α_∞	228
D.1.4	Longueur caractéristique visqueuse Λ	229
D.1.5	Longueur caractéristique thermique Λ'	229
D.1.6	Paramètres acoustiques mesurés au GAUS	230
D.2	Paramètres structuraux	230
D.2.1	Résultats des mesures au GAUS	231
D.2.2	Méthode de mesure et résultats obtenus au LMA	231
Annexe E Paramètres de modélisation du PVDF et du collage		237

E.1	Paramètres électriques et mécaniques utilisés pour la modélisation du PVDF . . .	237
E.2	Paramètres élastiques de l'ensemble scotch + film thermocollant	238
E.2.1	Modèles numériques utilisés pour l'étude paramétrique	239
E.2.2	Résultats de l'étude paramétrique	240
E.2.3	Analyse de l'étude paramétrique	241
Annexe F Mesure de l'absorption		244
F.1	Méthode de mesure de l'absorption	244
F.2	Fréquence de coupure et ondes évanescentes	246
F.3	Contenu modal, critère de précision et position des microphones	247
F.3.1	Position des noeuds	248
F.3.2	Critère de précision et plage d'utilisation	248
F.4	Discussion sur les fuites	249
F.5	Calcul d'incertitude sur le coefficient d'absorption	250
F.5.1	Incetitude sur le coefficient de réflexion R	250
F.5.2	Incetitude sur le coefficient d'absorption	252
Annexe G Détail de l'étude sur la linéarité de l'amplificateur capacitif et des proto- types de mousse adaptative		253
G.1	Complément sur la linéarité de l'amplificateur Trek	253
G.1.1	Avec la mousse adaptative de type 1	254
G.1.2	Avec la mousse adaptative de type 2	255
G.1.3	Avec la mousse adaptative de type 3	256
G.2	Linéarité des prototypes de mousse adaptative	256
G.2.1	Mousse adaptative 1	259
G.2.2	Mousse adaptative 2	260
G.2.3	Mousse adaptative 3	261
Annexe H Détail de la caractérisation des retards de la chaîne de contrôle dans le tube		264
H.1	Retard de groupe de la source primaire et de la source secondaire	264
H.2	Estimation du retard dû contrôleur COBRA	265

LISTE DES TABLEAUX

1.1	Tableau comparatif des performances maximales des actionneurs piézoélectriques courants [Near, 1996]	23
2.1	Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine	41
3.1	Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine	72
4.1	Volume de mousse et surface de PVDF pour les différents prototypes	88
4.2	Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine	93
4.3	Paramètres électriques et élastiques du PVDF	94
4.4	Paramètres mécaniques du collage	94
4.5	Tensions de sortie maximales de l'amplificateur capacitif en fonction de la mousse adaptative et de la fréquence pour que l'amplificateur reste dans le domaine linéaire	97
4.6	Plage de fréquence pour laquelle les mousses adaptatives ont un niveau de distorsion inférieur à -20dB pour une alimentation inférieure ou égale à 100Vrms .	100
4.7	Volume d'air présent dans la cavité arrière de la cellule et dans la petite cavité avant	102
5.1	Liste des modes présents dans la cavité jusqu'à 1500Hz	113
5.2	Caractéristiques du maillage des modèles pour le calcul de l'absorption et du rayonnement en tube	116
5.3	Caractéristiques du maillage de la configuration en petite cavité	116
5.4	Caractéristiques du maillage de la configuration en grande cavité	117
6.1	Indicateurs de performance des trois cas de contrôle pour chaque mousse adaptative	159
7.1	Paramètres de Biot des trois matériaux poreux utilisés pour la comparaison . .	173
D.1	Paramètres acoustiques de la mélamine mesurés au GAUS	230
D.2	Paramètres structuraux de la mélamine mesurés au GAUS	231

D.3	Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine utilisée dans les modèles	235
E.1	Paramètres électriques et élastiques du PVDF	237
E.2	Les 6 combinaisons de paramètres mécaniques	239
E.3	Paramètres mécaniques du collage	243
F.1	Plage de validité des doublets microphoniques	246
F.2	Plage de validité des doublets microphoniques	248

TABLE DES FIGURES

1.1	Illustration de la loi de Darcy	5
1.2	Principe du poreux avec un résonateur quart d'onde actif	6
1.3	Principe d'une mousse adaptative	8
1.4	Résultats obtenus par Fuller (à gauche, le schéma de la mousse adaptative (tiré de la thèse de Akl [Akl, W., 2004]), au centre les absorptions passive et active pour le niveau de pression incident donné à droite [Fuller <i>et al.</i> , 1994])	9
1.5	Concept de mousse adaptative utilisé par Gentry (photo extraite du mémoire de Griffin [Griffin, J. , 2006])	10
1.6	Mousse adaptative et résultats présentés par Henrioulle [Henrioulle et Sas, 2000](à gauche le schéma de la mousse adaptative avec profondeur de 95mm et section de 384mm X 484mm ; à droite l'absorption active comparée à l'absorption d'une mousse ordinaire)	10
1.7	Mousse adaptative proposée par Akl (en haut à gauche), principe de l'APDC (en haut à droite), résultats en contrôle de l'absorption (en bas)	11
1.8	Amélioration du concept de mousse adaptative proposé par Griffin	12
2.1	Schématisation du réseau de pores - phase solide et phase fluide	32
2.2	Configuration de mousse collée sur un piston	39
2.3	Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière	39
2.4	Configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque à l'arrière	39
2.5	Configuration de mousse mobile avec une cavité arrière	39
2.6	Configuration de mousse collée à un piston et son coefficient d'absorption passif (DIP=0)	42
2.7	Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse collée sur un piston	42
2.8	Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse collée sur un piston	43
2.9	Configuration de mousse fixe (déplacement solide de la face arrière = 0) avec une cavité d'air arrière terminée par un piston et son coefficient d'absorption passif (DIP = 0)	43

2.10	Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse fixe avec piston dans la cavité arrière	44
2.11	Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse fixe avec piston dans la cavité arrière	44
2.12	Configuration de mousse mobile (imposition du déplacement de la phase solide de la face arrière) avec une condition anéchoïque à l'arrière et son coefficient d'absorption passif (DIM = 0)	45
2.13	Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque dans la cavité arrière	46
2.14	Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque dans la cavité arrière	46
2.15	Configuration de mousse mobile (imposition du déplacement de la phase solide de la face arrière) avec une cavité d'air arrière et son coefficient d'absorption passif (DIM = 0)	47
2.16	Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec une cavité arrière de 5cm de profondeur	47
2.17	Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec une cavité arrière de 5cm de profondeur	48
2.18	Comparaison des absorptions passives	50
2.19	Comparaison des consignes de contrôle optimales	50
2.20	Comparaison des puissances dissipées par effet visqueux	50
2.21	Comparaison des transparences acoustiques	50
3.1	Schématisation du fonctionnement d'une mousse adaptative	56
3.2	Schéma de présentation du code	60
3.3	Domaines constitutifs d'une mousse adaptative	61
3.4	Principe de superposition linéaire des sources	80
4.1	Dimension des sections des trois mousses adaptatives (en mm). La profondeur est de 78mm pour toutes les mousses adaptatives (à gauche la mousse adaptative 1, au centre la mousse adaptative 2, à droite la mousse adaptative 3)	87
4.2	Les 3 prototypes de mousse adaptative et la cavité de fixation et d'alimentation	89

4.3	Modèle solid works de la cellule	89
4.4	Photo de la cellule démontée	89
4.5	Illustration de la fixation du PVDF sur les flasques avec du ruban adhésif	90
4.6	Dimensions intérieures de la cellule et position du microphone	90
4.7	Matériaux pour le collage	92
4.8	Scotch utilisé pour le collage	92
4.9	Orientation de la mousse dans les mousses adaptatives	93
4.10	Photo du montage pour l'évaluation de la linéarité des mousses adaptatives	95
4.11	Niveau de distorsion des mousses adaptatives en dB en fonction de la fréquence pour deux tensions d'alimentation (en haut à gauche la cellule 1, en haut à droite la cellule 2, en bas la cellule 3)	98
4.12	Réponse en pression de la mousse adaptative 1 pour une excitation de 100Vrms à 200Hz (gauche) , à 500Hz (centre) et à 1500Hz (droite)	99
4.13	Dimension des cavités arrière et avant et position des microphones. A gauche la cavité arrière de la cellule ; au centre la cellule montée sur la cavité avant ; à droite la cavité avant.	102
4.14	Comparaison des sensibilités de pression dans la cavité avant des trois types de mousse adaptative exprimé en Pa/V	104
4.15	Comparaison des sensibilité en débit dans la cavité avant des trois types de mousse adaptative exprimé en m^3/V	104
5.1	La petite cavité	108
5.2	Le tube de Kundt	108
5.3	La grosse cavité	108
5.4	Schéma de la mousse collée sur un piston dans un tube	109
5.5	Maillage du modèle numérique	109
5.6	Comparaison des coefficients d'absorption passifs obtenus avec le modèle numérique et le modèle analytique	109
5.7	Comparaison des β optimaux obtenus avec le modèle numérique et le modèle analytique	109
5.8	Comparaison des puissances de dissipation par effet visqueux obtenues avec le modèle numérique et le modèle analytique	110
5.9	Tube de Kundt pour l'absorption	110
5.10	Cavité d'excitation avec HP face à face	111
5.11	HP Aura utilisé pour l'excitation dans le mesure de l'absorption	111
5.12	Tube de Kundt en configuration mesure du rayonnement de la cellule	111

5.13	Positions des microphones de mesure dans le tube	111
5.14	Plaque fermant la cellule	112
5.15	Cellule montée sur la petite cavité de mesure	112
5.16	Dimensions intérieures de la petite cavité et position du microphone	112
5.17	Grosse cavité de validation	113
5.18	Positionnement des microphones et dimensions de la grosse cavité de mesure .	113
5.19	Comparaison de la vitesse quadratique du poreux et du PVDF avec le maillage utilisé et avec un maillage raffiné (à gauche le maillage normal, à droite le maillage raffiné)	115
5.20	Coefficient d'absorption passive mesuré pour les 3 cellules. (zone a = doute sur la mesure ; zone b = comparaison du premier ordre ; zone c = comportement modal)	118
5.21	Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 1	119
5.22	Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 2	119
5.23	Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 3	120
5.24	Comparaison numérique/expérimentale du déplacement du centre de la surface de PVDF (à gauche) et de la mousse (à droite) quand les cellules sont montées sur le tube (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)	122
5.25	Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans le tube au microphone 1 (à droite) quand la cellule est montée sur le tube (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)	124
5.26	Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans la petite cavité avant (à droite) quand la cellule est montée sur la petite cavité (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3) .	128
5.27	Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans la "grande" cavité avant (à droite) quand la cellule est montée sur la "grande" cavité (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)	130
6.1	Banc expérimental pour les mesures en contrôle	136
6.2	Schéma du montage de mesure des fonctions de transfert pour l'identification en signal harmonique (en vert) et du contrôle avec une somme de cosinus (en rouge)	137

6.3	Schématization de l'algorithme FX-LMS classique	140
6.4	Schématization du montage de mesure du contrôle adaptatif	141
6.5	Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 1	144
6.6	Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 1	144
6.7	Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 2	145
6.8	Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 2	145
6.9	Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 3	146
6.10	Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 3	146
6.11	Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 1 pour les 3 cas de contrôle .	149
6.12	Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 1	149
6.13	Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 2 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse	149
6.14	Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 2 pour les 3 cas de contrôle .	150
6.15	Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 2	151
6.16	Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 2 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse	151
6.17	Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 3 pour les 3 cas de contrôle .	152
6.18	Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 3	152
6.19	Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 3 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse	152
6.20	Schéma présentant les différents retards de la chaîne de contrôle. En bleu le chemin primaire et en rouge le chemin secondaire	155
6.21	Retard total de la chaîne de contrôle	155
6.22	Schéma du montage de contrôle adaptatif avec retard sur la source primaire . .	156

6.23	Coefficients d'absorption en contrôle avec différents retards ajoutés au chemin primaire	157
6.24	Commande normalisée pour différents retards ajoutés au chemin primaire . . .	157
6.25	Coefficients d'absorption passifs des trois configurations de mousse adaptative .	160
6.26	Sensibilités en débit estimées des trois configurations de mousse adaptative. . .	160
6.27	Tensions d'alimentation normalisées par la pression incidente pour les trois prototypes de mousse adaptative en contrôle optimal	160
6.28	Résultat obtenu par Fuller (à gauche, le schéma de la smart foam, au centre les absorptions passive et active pour le niveau de pression incident donné à droite)	162
6.29	Concept de mousse adaptative utilisé par Gentry	163
6.30	Mousse adaptative et résultats présentés par Henrioulle (à gauche le schéma de la mousse adaptative avec profondeur de 95mm et section de 384mm X 484mm ; à droite l'absorption active comparée à l'absorption d'une mousse ordinaire) .	163
6.31	Amélioration du concept de mousse adaptative proposé par Griffin	164
6.32	Mousse adaptative proposée par Akl (à gauche) et résultats en contrôle de l'absorption (à droite)	164
7.1	Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 1	168
7.2	Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 2	169
7.3	Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 3	169
7.4	Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 1 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)	171
7.5	Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 2 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)	171
7.6	Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 3 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)	172
7.7	Influence du type de mousse sur la configuration 2 (à gauche, le coefficient d'absorption : à droite, la commande de contrôle normalisée)	173

7.8	Déformées représentant la partie réelle du déplacement 3D à un instant donné. Le code couleur donne l'amplitude de déplacement selon l'axe X de la mousse adaptative 2 pour une tension d'alimentation de 1 V (sans contrôle)	175
7.9	Débit acoustique du piston primaire et du PVDF en configuration de contrôle .	176
7.10	Bilan des puissances injectées et des puissances dissipées dans la mousse adaptative 2 en contrôle (à droite la zone basse fréquence)	177
7.11	Puissances dissipées par effet visqueux , thermique et structural dans le poreux de la mousse adaptative 2 en contrôle (à gauche) et passif (à droite)	178
7.12	Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 100Hz	179
7.13	Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 500Hz	179
7.14	Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 1000Hz	180
7.15	Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 1500Hz	180
7.16	Puissance de dissipation par effet structural dans le poreux de la mousse adaptative 2 en contrôle	181
7.17	Pression quadratique dans le tube et dans la cellule (mousse adaptative + cavité arrière) pour la mousse adaptative 2 en contrôle	182
A.1	Configuration de mousse collée sur un piston	204
A.2	Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière	206
A.3	Configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque à l'arrière	208
A.4	Configuration de mousse mobile avec une cavité arrière	209
B.1	Quadratic hexahedron 20 nodes element in the local coordinate system (HEXA20)	212
B.2	Quadratic quadrilateral 8 nodes element in the local coordinate system (QUAD8)	212
C.1	Micro à electret utilisé pour les mesures	219
C.2	Préamplificateur pour micro à electret conçu au LMA	220
C.3	Carte d'alimentation multivoies pour les micros à électret	221
C.4	Caractéristiques du microphone unidirectionnel	222
C.5	Analyseur PARAGON multivoies	223
C.6	Laser de mesure	223
C.7	Amplificateur capacitif Trek	224
C.8	Amplificateur audio	224
C.9	Contrôleur - générateur multivoies	224
C.10	Contrôleur nFX-LMS	225

C.11	Gain	225
C.12	Filtre actif audio Behringer utilisé pour sa fonction "delay"	225
C.13	Cavité de calibration des microphones à électret	226
D.1	Tortuosité	229
D.2	Longueurs caractéristiques	230
D.3	Banc de mesure de l'absorption pour la recaractérisation	232
D.4	Échantillon de mousse cubique	232
D.5	Maillage du modèle de caractérisation de la mousse : 917 noeuds; 20 éléments poreux ; 116 éléments fluides	232
D.6	Absorption dans la direction X	233
D.7	Absorption dans la direction Y	233
D.8	Absorption dans la direction Z	234
D.9	Absorption dans la direction X	234
D.10	Absorption dans la direction Y	234
D.11	Absorption dans la direction Z	235
D.12	Orientation de la mousse dans les mousses adaptatives	236
E.1	Maillage de la cellule1 avec flasque en petite cavité : 10165 noeuds; 480 éléments poreux ; 128 éléments piézo et autant de collage ; 1472 éléments fluides	239
E.2	Maillage de la cellule1 sans flasques en petite cavité : 11399 noeuds; 492 éléments poreux ; 128 éléments piézo et autant de collage ; 1832 éléments fluides	239
E.3	Déplacement de la mousse	240
E.4	Déplacement du PVDF	240
E.5	Pression coté mousse	240
E.6	Pression coté mousse	240
E.7	Déplacement de la mousse	241
E.8	Déplacement du PVDF	241
E.9	Pression coté mousse	241
E.10	Pression coté PVDF	241
F.1	Positions des microphones de mesure dans le tube	245
G.1	Gain de l'ampli capacitif avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie	253
G.2	Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie	254
G.3	Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie	254

G.4	Gain de l'amplificateur capacitif avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée .	254
G.5	Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie	255
G.6	Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie . .	255
G.7	Gain de l'amplificateur capacitif avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée .	255
G.8	Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie	256
G.9	Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie . .	256
G.10	Gain de l'amplificateur capacitif avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée .	256
G.11	Niveau de distorsion mesuré en champ libre à 10cm devant la mousse adaptative de type 1 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	259
G.12	Niveau de distorsion mesuré dans la cavité arrière de la mousse adaptative de type 1 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	259
G.13	Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 1	259
G.14	Niveau de distorsion mesuré en champ libre à 10cm devant la mousse adaptative de type 2 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	260
G.15	Niveau de distorsion mesuré dans la cavité arrière de la mousse adaptative de type 2 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	260
G.16	Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 2	260
G.17	Niveau de distorsion mesuré en champ libre à 10cm devant la mousse adaptative de type 3 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	261
G.18	Linéarité de la pression rayonnée dans la cavité arrière de la mousse adaptative de type 3 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation	261
G.19	Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 3	261
H.1	Retard de groupe des haut parleurs primaires et de la smart foam 1 sans les amplificateurs	265

H.2	Retard de groupe des haut parleurs primaires et de la smart foam 1 avec les amplificateurs	265
H.3	Retard dû aux filtres numériques du cobra	266

CHAPITRE 1

INTRODUCTION

1.1 Contexte et motivations

Depuis toujours, l'homme a tenté de réduire les nuisances sonores dans son environnement. Déjà à l'époque de la Rome antique, on interdisait la circulation des chars après certaines heures pour en limiter les nuisances sonores sur les riverains. Au moyen age, à Paris, on recouvrait les routes pavées de paille pour réduire le bruit des charrettes sur la chaussée. Avec l'essor technologique de la deuxième moitié du 20ème siècle, les produits manufacturés ont envahi notre vie et ainsi enrichi le spectre des nuisances sonores. Il faut bien dire que l'exigence du confort acoustique n'a pas accompagné cette révolution technologique à ses débuts. Toutefois, depuis une vingtaine d'année, l'acoustique, au travers de l'exigence sociale de la réduction du bruit et du confort sonore, a connu un essor formidable et est devenue un paramètre incontournable de la conception des produits manufacturés (aéronautique, automobile, ferroviaire, outillage, électroménager), de l'urbanisme (aéroport, trafic routier, transformateurs de puissance électriques), mais aussi des télécommunications, du monde du spectacle en passant par les applications domestiques. Les différentes législations européennes et nord américaines sur le bruit ont largement contribué à la reconnaissance de l'acoustique comme un secteur clef. Dans la Carte Routière Technologique (Technology Road Map) de l'industrie canadienne [strategis.ic.gc.ca], le contrôle du bruit et des vibrations apparaît comme un des objectifs majeurs. De telles conclusions sont aussi rapportées dans le "technology plan" de la NASA [www.technologyplan.nasa.gov] et l'industrie européenne aéronautique a, quant à elle, retenu «acoustique et matériaux» comme deux des sept compétences clés [www.eads.net].

Malgré des progrès intéressants depuis une vingtaine d'années sur la modélisation des comportements des matériaux absorbants (isolants) et la réduction du bruit, deux obstacles majeurs demeurent :

- L'inefficacité en basses fréquences des absorbants phoniques en termes d'absorption ou d'isolation acoustique et d'amortissement vibratoire ;
- La difficulté d'optimiser la réponse vibroacoustique de structures multicouches absorbantes.

La motivation principale de ce projet de recherche réside dans l'optimisation de l'absorption acoustique des matériaux absorbants aux basses fréquences grâce au contrôle actif. En général, les mousses absorbantes sont performantes pour absorber les hautes et moyennes fréquences (>1000Hz) alors qu'elles sont quasiment inefficaces en basses fréquences (<500Hz). D'autre part, les principes d'absorption active sont efficaces en basses fréquences, mais peu utilisables en hautes fréquences, à cause des limitations des contrôleurs en terme de temps de latence et de puissance de calcul disponible. Les approches passives et actives se trouvent donc complémentaires pour l'obtention d'une bonne absorption sur une gamme de fréquence étendue. Plusieurs approches sont en cours de développement et démontrent déjà la pertinence et le fort potentiel des stratégies hybrides passive/active. Ce mémoire sera principalement orienté vers l'approche dite de mousse adaptative ou "smart foam" qui consiste à intégrer des actionneurs dans un matériau absorbant.

1.2 Problématiques

1.2.1 Les mousses adaptatives, une réponse technologique ?

L'utilisation de matériaux poreux stratifiés et hétérogènes couplés à des milieux acoustiques est de plus en plus fréquente. On en trouve dans quasiment tous les revêtements présents dans un habitacle de voiture, de train, d'avion. Néanmoins, les développements technologiques ont montré les limites de l'utilisation passive des matériaux poreux pour les basses fréquences. Or, dans une voiture comme dans un avion, une grande partie de l'énergie des bruits présents dans l'habitacle se trouve dans les basses fréquences. Il y a donc un important besoin de développer de nouveaux éléments ou composants capables d'assurer une haute absorption aux basses fréquences. C'est un problème large et difficile à résoudre. L'industrie aéronautique où les niveaux de bruits sont très importants s'intéresse depuis quelques années aux possibilités offertes par le contrôle actif des vibrations et depuis peu à l'amélioration de l'absorption aux basses fréquences permise par les matériaux hybrides (passif et actif). D'autre part, la tendance générale va vers une diminution du poids des voitures, des avions et de manière générale de toutes structures mobiles afin de limiter la consommation de carburant. Les mousses adaptatives, utilisant

des actionneur légers comme les polymères piézoélectriques, pourraient permettre de diminuer la masse allouée à l'isolation des basses fréquences, ainsi que l'épaisseur des absorbants acoustiques tout en augmentant le confort acoustique aux basses fréquences. Pour l'instant, les matériaux piézoélectriques, notamment les polymères piézoélectriques, offrent un bon compromis en terme d'efficacité de transduction et de poids. D'autres matériaux, comme les élastomères diélectriques, pourraient dans un futur proche, offrir de belles potentialités de développement pour les mousses adaptatives, mais le développement de ces matériaux en est encore au stade expérimental. L'étude des matériaux piézoélectriques en tant qu'actionneur est à l'heure actuelle incontournable pour l'étude des mousses adaptatives. Quels sont les limites technologiques des mousses adaptatives et comment peut-on les dépasser en optimisant leur performance dans le but d'envisager une intégration technologique effective de ces systèmes ?

1.2.2 Tendre vers une compréhension plus approfondie des mécanismes de contrôle

Sur le plan scientifique, la modélisation du comportement vibratoire et acoustique des matériaux poreux est à l'heure actuelle bien documentée et relativement performante [Atalla *et al.*, 2001]. C'est, en outre, un sujet d'investigation en permanente évolution, notamment sur les matériaux hétérogènes. Au niveau de la modélisation par éléments finis, les matériaux poreux homogènes sont bien maîtrisés et nous disposons d'une forte expertise sur ce sujet au GAUS. L'introduction des hétérogénéités dans la modélisation des matériaux est relativement récente, mais semble fournir de très bons résultats quant à la prédiction des comportements [Castel, F., 2005, Castel *et al.*, 2002]. Pour ce qui est des actionneurs classiques fréquemment utilisés en contrôle actif comme les céramiques et polymères piézoélectriques, il y a là aussi une très bonne documentation [Piefort, V., 2001, Bailo *et al.*, 2003]. Par contre, il y a très peu de modèles disponibles décrivant le couplage des poreux avec des actionneurs piézoélectriques. Dans le but de comprendre le comportement des matériaux hétérogènes hybrides, la modélisation par élément finis du couplage entre les matériaux poreux et les actionneurs piézoélectriques apparaît de plus en plus nécessaire pour permettre l'intégration de la partie active piézoélectrique dans la partie passive poroélastique. La modélisation des matériaux hybrides hétérogènes, et plus particulièrement des mousses adaptatives, doit permettre de donner des éléments de réponse aux questionnements posés sur les mécanismes internes de dissipation et les modes d'action du contrôle, afin de proposer des solutions efficaces permettant l'obtention d'une absorption importante aux basses fréquences.

D'autre part, le contrôle actif est un domaine relativement récent de la mécanique et de

l'acoustique. Bien que permettant de répondre de manière efficace à des problèmes spécifiques, le contrôle actif du bruit et des vibrations reste un domaine assez limité faisant l'objet de nombreux développements de laboratoire, avec encore peu d'applications pratiques. Nombre de contraintes limitent son utilisation et dans le cas de l'intégration de matériaux actifs adaptatifs par exemple, les algorithmes de contrôle ainsi que le positionnement des capteurs d'erreur et des capteurs de référence (onde à absorber) restent relativement problématiques. Il y a donc là aussi un réel défi à relever pour que ces matériaux puissent être utilisables.

1.3 État de l'art

La première section est consacrée à un état de l'art des différentes stratégies actives mises en place pour améliorer les propriétés basses fréquences des matériaux absorbants. Une présentation des concepts, de leurs applications et de leurs limitations y est faite. La deuxième section est une synthèse de l'état des connaissances de la modélisation des matériaux poroélastiques par éléments finis. Les principaux travaux traitant des matériaux poreux hétérogènes sont brièvement exposés. La troisième section est consacrée à l'étude des actionneurs piézoélectriques.

1.3.1 Matériaux absorbants hybrides actif-passif

L'objectif de l'élaboration de matériaux absorbants hybrides est de combiner le plus efficacement possible les propriétés passives d'absorption des matériaux poreux dans les hautes et moyennes fréquences avec les propriétés d'absorption des surfaces actives dans les basses fréquences.

L'étude bibliographique fait apparaître 3 différentes approches. Nous allons tenter dans cette section de décrire ces différentes stratégies en donnant leurs avantages et limitations relatives. Cette description n'est pas chronologique et nous prenons le parti de décrire en premier lieu, le concept que l'on nommera la condition de " pression nulle à l'arrière " énoncé par Olson et May [Olson et May, 1953] et validé par Guicking *et al* [Guicking *et al.*, 1983, Guicking *et al.*, 1985, Guicking et Lorentz, 1984]. L'idée est ici d'associer un matériau poreux à une surface vibrante séparée par une cavité d'air et d'utiliser la surface active pour imposer une condition limite de pression nulle sur la face arrière du poreux. L'approche proposée par Beyene et Burdisso [Beyene et Burdisso, 1997] dite de " contrôle de l'impédance arrière " sera ensuite

présentée. Elle est aussi fondée sur l'association d'un poreux, d'une cavité et d'une surface active, mais cette fois ci, la condition limite imposée sur la face arrière du poreux est l'impédance caractéristique de l'air. Finalement, l'approche développée par Fuller [Fuller *et al.*, 1994, Fuller *et al.*, 1996] et communément appelée mousse adaptative ou "smart foam" sera détaillée. Cette technique est basée sur l'intégration directe des actionneurs (en général des films PVDF) dans les mousses absorbantes.

"Pression nulle à l'arrière"

La stratégie de "pression nulle à l'arrière" repose sur la formation de cellules composées de matériaux absorbants ayant une cavité arrière remplie d'air et terminée par une surface active. Le principe physique sous-jacent est de maximiser la dissipation par effet visqueux en imposant une condition de pression nulle sur la face arrière du poreux équivalente à une condition de vitesse acoustique maximale. La dissipation par effet visqueux étant liée à la différence de vitesse entre la phase solide et la phase fluide du matériaux poreux, le fait de maximiser la vitesse maximise la dissipation par effet visqueux. L'idée est de fixer l'impédance de surface du matériau poreux en choisissant de manière judicieuse l'épaisseur et les caractéristiques acoustiques du matériaux poreux. Le principe d'assignation de l'impédance utilise la loi quasistatique de Darcy. Aux basses fréquences, les forces visqueuses sont prépondérantes et le comportement acoustique d'un matériau poreux à structure très souple ou très rigide (limp ou fluid equivalent) peut être approximé par la loi de Darcy (équation 1.1) :

$$\sigma = \frac{P_1 - P_2}{ve} \quad (1.1)$$

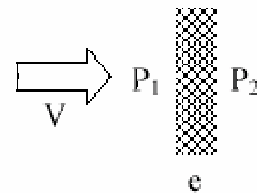


FIGURE 1.1 Illustration de la loi de Darcy

avec P_1, P_2 , les pressions acoustiques définies sur le schéma 1.1, v la vitesse acoustique de l'onde, e l'épaisseur du matériau et σ sa résistivité au passage de l'air.

si $P_2 = 0$:

$$\frac{P_1}{v} = \sigma e = Z_s \quad (1.2)$$

Avec Z_s l'impédance de surface du matériaux poreux. Donc si P_2 est nulle, il suffit de choisir judicieusement e et σ pour obtenir l'impédance désirée (en incidence normale on cherche à obtenir l'impédance caractéristique de l'air $Z_0 = \rho_0 c_0$ permettant l'obtention d'une absorption totale). Toutefois, cette loi n'est valable qu'aux basses fréquences et ne tient pas compte des dissipations structurales et thermiques présentes dans un matériau poroélastique

Le fait d'imposer la pression nulle sur la face arrière du poreux peut se faire de manière passive en utilisant le principe du résonateur quart d'onde. Dans ce cas, le choix de l'impédance ne peut être valable qu'à des fréquences discrètes. L'annulation de la pression peut être aussi obtenue par contrôle actif. L'impédance du matériau poreux peut alors être fixée sur une bande de fréquence assez large (figure 1.2).

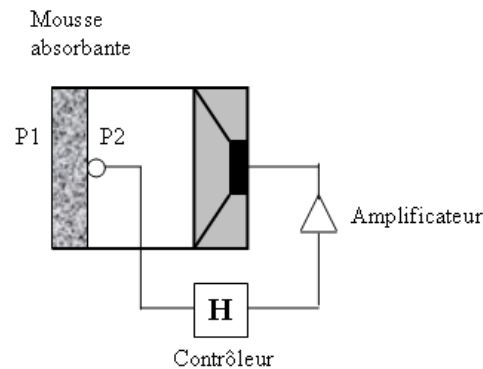


FIGURE 1.2 Principe du poreux avec un résonateur quart d'onde actif

Le concept d'absorbant acoustique hybride, basé sur l'imposition d'une condition limite de pression nulle à l'arrière du poreux, a été introduit par Olson et May [Olson et May, 1953]. Leur " Electronic Sound Absorber ", avait pour objectif de réaliser une impédance de surface du système complet égale à la résistance de la couche poreuse. 30 ans plus tard, Guicking *et al* [Guicking et Lorentz, 1984, Guicking *et al.*, 1985, Guicking *et al.*, 1983] ont mené les expériences permettant de valider le concept énoncé par Olson et May. Différents matériaux poreux ont été testés en incidence normale, dans un tube à ondes stationnaires, pour une large gamme de fréquences. Dans les années 90, Furtoss *et al* [Furstoss *et al.*, 1997] poursuivent les recherches sur l'absorption hybride et montrent l'efficacité de la condition de pression nulle sur la face arrière du poreux pour des ondes acoustiques en incidence normale et oblique sur une bande de fréquence relativement étendue (200-900Hz) avec une cellule d'une dizaine de centimètres d'épaisseur. Henriouille *et al* [Henriouille *et al.*, 1999] explorent les possibilités de contrôle offertes par un haut-parleur plat en terminaison de la cavité arrière. Ils obtiennent des coefficients

d'absorption supérieures à 0.9 en incidence normale et en incidence oblique (30°) sur la plage de fréquence 150-500Hz avec une cellule de 12cm d'épaisseur. Hilburner *et al* [Hilbrunner *et al.*, 2002] remplacent le haut-parleur par une plaque actionnée par des piézoélectriques. Galland *et al* [Galland *et al.*, 2005] poursuivent leurs investigations et développent un dispositif pour le contrôle du bruit dans les conduits avec écoulement. Leur dispositif utilisant un actionneur formé par une plaque et deux actionneurs piezoélectriques engendrant un mouvement de flexion de la plaque, permet d'adapter l'impédance de surface du matériaux poreux assez bien à partir de 500Hz avec une cellule faisant moins de 3cm d'épaisseur.

"Contrôle de l'impédance arrière"

Le concept de "contrôle de l'impédance arrière" est une variante du concept de "pression nulle à l'arrière". Le principe est ici de ramener l'impédance de la face arrière du poreux à celle de l'air, ce qui revient en fait à minimiser les ondes réfléchies dans la cavité.

Il faut que le poreux soit efficace pour les fréquences auxquelles le système actif ne l'est plus. Il y a donc un choix judicieux à faire entre les caractéristiques du poreux et la fréquence d'échantillonnage du système de contrôle. L'approche dite de "contrôle de l'impédance arrière" nécessite moins de déplacement de la part de l'actionneur et utilise moins d'énergie que la stratégie de "pression nulle à l'arrière". Ceci a son importance quand des actionneurs piézoélectriques sont utilisés à la place des haut-parleurs classiques. Toutefois, la profondeur de la cavité doit être plus importante que dans le cas de la stratégie de "pression nulle à l'arrière".

L'approche consistant à contrôler l'impédance sur la face arrière du poreux est introduite par Beyenne et Burdisso [Beyene et Burdisso, 1997]. D'après Smith *et al* [Smith *et al.*, 1999], cette configuration donne de meilleurs résultats que la condition "pression nulle à l'arrière" sous certaines conditions quand le matériau poreux est peu résistif et lorsque l'épaisseur de la cavité arrière est relativement importante. Jing [Jing, 2003] améliore le dispositif en utilisant un contrôle actif stable de type feedback. Il obtient un coefficient d'absorption de 0.9 ou plus dans la gamme de fréquence 60-850 Hz. Les mesures expérimentale sont menées pour une configuration idéale avec une profondeur de cavité arrière de l'ordre de 30cm. Cobo *et al* [Cobo *et al.*, 2003b, Cobo *et al.*, 2003a] développent un système de contrôle large bande basé sur la combinaison de deux absorbants. Leur système est capable de fonctionner avec la condition de "pression nulle à l'arrière" ou avec une impédance arrière contrôlée. Ils semblent obtenir de meilleurs résultats avec la condition de "pression nulle à l'arrière", ce qui viendrait contredire les observations de Smith *et al* [Smith *et al.*, 1999]. Cobo *et al* [Cobo *et al.*, 2004] poursuivent

leurs investigations et mettent en place un dispositif comportant un panneau microperforé doublé d'une cavité comportant une surface active (ici haut-parleur). Ils montrent que la condition l'imposition de l'impédance caractéristique de l'air à l'arrière du poreux est très performante quand l'impédance de surface du poreux est relativement proche de celle de l'air alors que dans tous les autres cas, la condition de "pression nulle à l'arrière" est la plus efficace. Ils obtiennent un coefficient d'absorption moyen de 0.82 sur la plage de fréquence [100-1600Hz].

"Mousse adaptative"

L'approche dite de "smart foam" ou "adaptative foam" ou encore mousse adaptative a émergé dans le milieu des années 90 [Fuller *et al.*, 1994]. Le principe des mousses adaptatives repose sur l'intégration directe d'actionneurs dans des mousses absorbantes (figure 1.3). L'idée est toujours la même : utiliser la partie active pour compenser l'inefficacité du matériau absorbant dans les basses fréquences. Toutefois, les principes physiques de dissipation ou de contrôle de l'impédance ne sont pas clairement explicités dans la littérature. Peu de travaux ont été réalisés jusqu'à présent sur les mousses adaptatives.

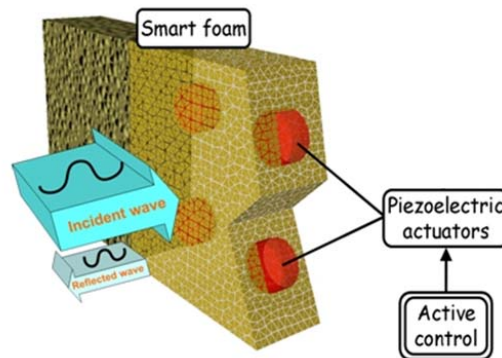


FIGURE 1.3 Principe d'une mousse adaptative

Les mousses adaptatives ont deux utilisations principales : la première consiste à minimiser le rayonnement d'une structure vibrante comme le fuselage d'un avion, par exemple et la deuxième, est de maximiser l'absorption. Ce sont deux utilisations différentes qui imposent des stratégies de contrôle différentes. Il y a très peu de développement concernant l'utilisation de mousses adaptatives pour l'optimisation de l'absorption.

Fuller *et al* [Fuller *et al.*, 1994, Fuller *et al.*, 1996] ont mené les premières études sur les mousses adaptatives et ont pu montrer leur efficacité sur une plage de fréquences allant de 100 Hz à 1000 Hz. Leur principe repose sur l'intégration de films PVDF (Polyvinylidene fluoride)

en forme de sinus dans une mousse absorbante (mousse de polyurethane). La forme courbe du PVDF permet de transformer la déformation de membrane en déplacement radial, permettant ainsi à la mousse adaptative de rayonner. Une série de tests dans un tube d'impédance, montre l'efficacité des mousses adaptatives en terme de minimisation de l'intensité acoustique réfléchiée avec une excitation sinusoïdale. Ils obtiennent une diminution de l'intensité réfléchiée d'environ 10dB entre 175Hz et 300Hz et supérieure à 10dB au dessus de 300Hz. En dessous de 175Hz, la minimisation est très faible. Les tensions de contrôle correspondantes ne sont malheureusement pas fournies. Nous avons converti les données fournies dans l'étude de Fuller en terme d'absorption et de niveau d'onde incidente absorbée (figure 1.4).

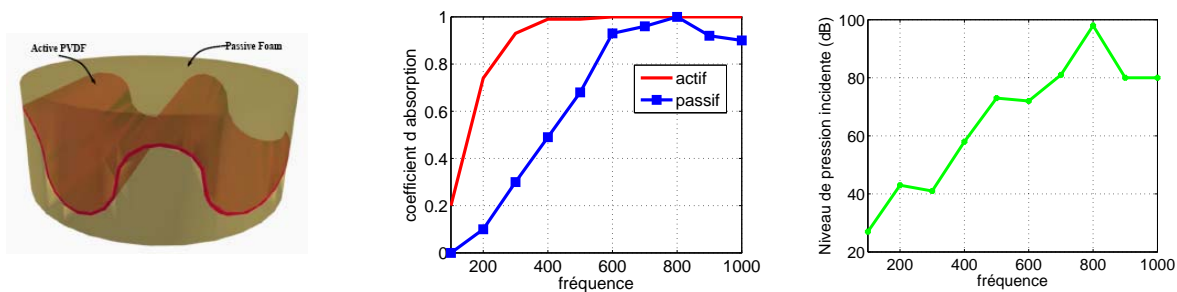


FIGURE 1.4 Résultats obtenus par Fuller (à gauche, le schéma de la mousse adaptative (tiré de la thèse de Akl [Akl, W., 2004]), au centre les absorptions passive et active pour le niveau de pression incident donné à droite [Fuller *et al.*, 1994])

Gentry *et al* [Gentry, C., 1998, Gentry *et al.*, 1997] ont démontré que les mousses adaptatives pouvaient réduire efficacement la puissance acoustique rayonnée par une surface vibrante. Le concept de mousse adaptative est similaire à celui développé par Fuller (mousse polyurethane + PVDF), mais le PVDF est en forme de demi cylindre et sa base est désormais encadrée dans un cadre de basalt (figure 1.5). Les mesures sont réalisées pour une configuration de contrôle du rayonnement d'un piston bafflé. L'algorithme FX-LMS est utilisé avec un microphone d'erreur placé perpendiculairement au piston. En contrôle harmonique, ils obtiennent des réductions de 20dB sur la puissance rayonnée à 290 Hz et 1000Hz. En contrôle large bande, l'atténuation est de l'ordre de 10dB en dessous de 350Hz et 15dB au dessus de 350Hz.

Guigou et Fuller [Guigou et Fuller, 1997, Guigou et Fuller, 1998b] poursuivent les études sur les mousses adaptatives. Ils commencent à tester ces cellules actives directement sur des fuselages d'avion. Les cellules actives sont réparties sur le fuselage et le contrôle est réalisé par un contrôleur MIMO (multi input multi output) de type feedforward avec des microphones de contrôle dans l'habitacle. Les résultats semblent plutôt encourageants et des atténuations de

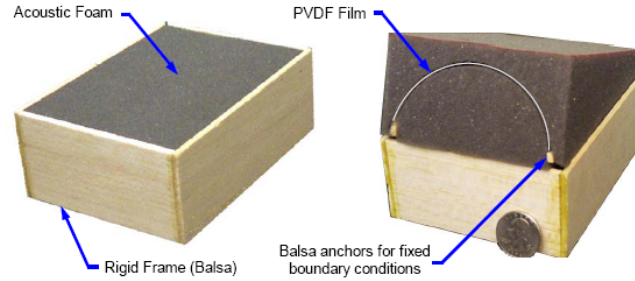


FIGURE 1.5 Concept de mousse adaptative utilisé par Gentry (photo extraite du mémoire de Griffin [Griffin, J. , 2006])

l'ordre de 7dB sont obtenues dans une cabine d'avion, pour un bruit aléatoire sur la bande de fréquence comprise entre 250Hz et 1050Hz, avec un microphone comme capteur de référence. Le contrôle actif est de type feedforward avec algorithme LMS à référence filtrée. Le but in fine, est de réaliser des cellules actives avec un contrôle feedback et des capteurs d'erreur placés directement sur les mousses. Guigou et Fuller [Guigou et Fuller, 1998a] comparent le contrôle adaptatif de type feedback avec celui de type feedforward. Ils en déduisent que le feedforward adaptatif FX-LMS (à référence filtrée) est le plus performant, mais aussi le plus difficile à mettre en oeuvre à cause de la position du capteur de référence.

Henriouille et Sas [Henriouille et Sas, 2000] présentent un aperçu de leurs résultats pour le contrôle de la transmission avec différents actionneurs dont des mousses adaptatives. Ils n'indiquent pas le type de matériau absorbant. Les mesures d'absorption, plutôt de l'ordre de l'étude complémentaire, sont menées dans un tube d'impédance de 16cm de diamètre avec des modèles réduits de mousse adaptative dont ils n'indiquent pas les dimensions. Ils utilisent un algorithme FX-LMS et le critère de minimisation est la pression réfléchiée. Les résultats qu'ils obtiennent pour des signaux harmoniques sont donnés par la figure 1.6. Ils ne donnent aucune information sur le niveau de pression incident ni même sur la tension de contrôle appliquée au PVDF.

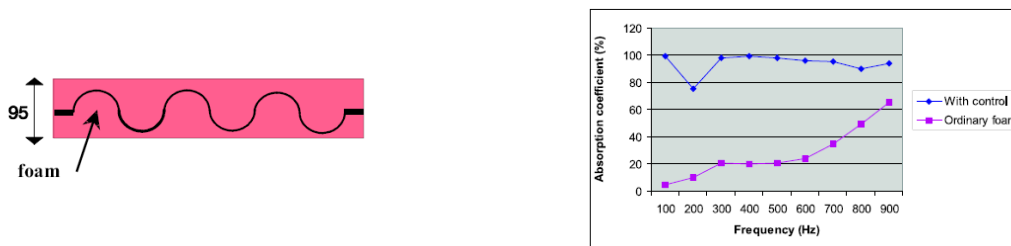


FIGURE 1.6 Mousse adaptative et résultats présentés par Henriouille [Henriouille et Sas, 2000](à gauche le schéma de la mousse adaptative avec profondeur de 95mm et section de 384mm X 484mm ; à droite l'absorption active comparée à l'absorption d'une mousse ordinaire)

La NASA et BOEING [Mathur *et al.*, 2001] testent des mousses adaptatives pour le contrôle du bruit de cabine sur un fuselage de Boeing 757 et comparent les résultats obtenus pour différentes stratégies de contrôle. La stratégie utilisant les microphones de contrôle en "champ lointain" semble être pour l'instant, celle donnant de meilleurs résultats avec des atténuations de l'ordre de 7-10dB pour la bande de fréquence 200-700Hz.

D'Angelo [D'Angelo, 2004] poursuit dans la ligne de Fuller et étudie l'influence du capteur de référence et du capteur d'erreur sur l'efficacité du contrôle du bruit dans une cabine d'avion. Il parvient à obtenir des atténuations de 16dB sur la plage de fréquence 400-800Hz avec une configuration ayant 3 capteurs de référence et un capteur d'erreur en champ proche.

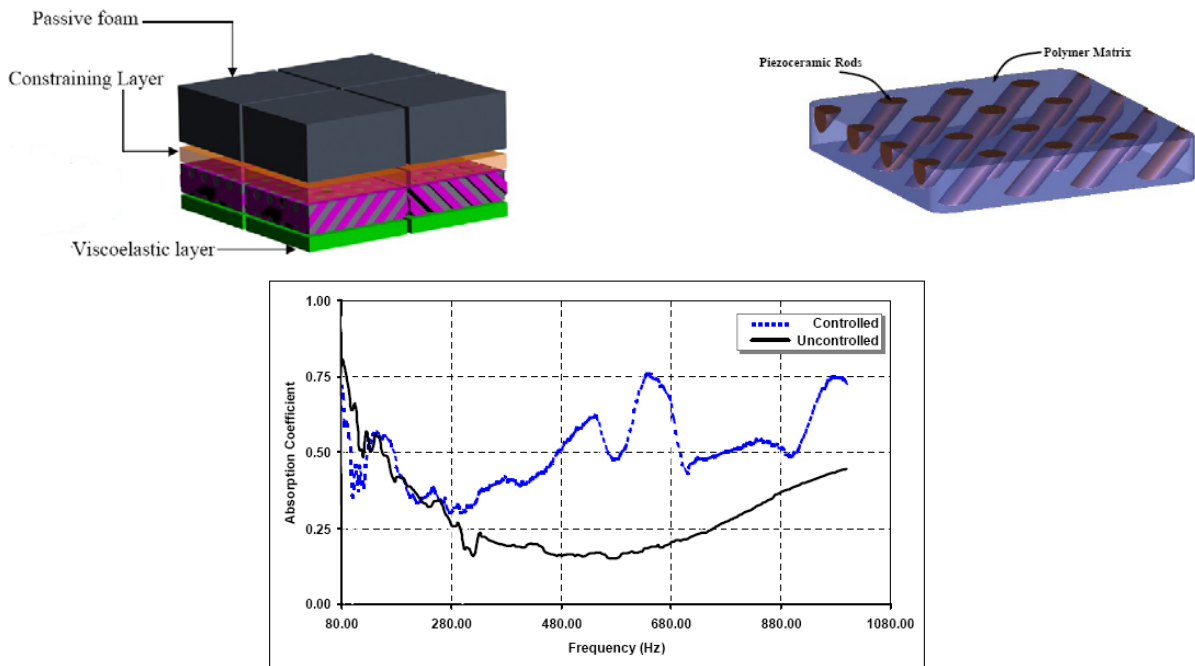


FIGURE 1.7 Mousse adaptative proposée par Akl (en haut à gauche), principe de l'APDC (en haut à droite), résultats en contrôle de l'absorption (en bas)

Akl *et al* [Akl *et al.*, 2004] propose des mousses adaptatives différentes de toutes celles présentées jusqu'à présent. Les mousses adaptatives sont basées sur le principe des multicouches. Elles sont composées d'une couche de poreux collée sur un actionneur utilisant des fibres piézoélectriques, lui même collé sur une couche de matériau viscoélastique. Les fibres piézoélectriques sont insérées dans une couche de matériaux polymères avec un angle de 45° par rapport à la normale à la surface de la couche, permettant ainsi un effet de flexion et un déplacement normal de la couche. Cette couche est appelée APDC pour Active Piezoelectric Damping Composite (figure 1.7). Ces mousses adaptatives sont conçues pour le contrôle des vibrations d'une

surface et du rayonnement acoustique de cette surface. Dans sa thèse [Akl, W., 2004], Akl propose des résultats expérimentaux pour le contrôle de l'absorption, mais il ne donne aucune indication sur l'amplitude de la pression incidente, ce qui ne permet pas de cerner l'efficacité de ses mousses adaptatives en terme de contrôle de l'absorption (figure 1.7).

Griffin (2006), dans son mémoire de maîtrise [Griffin, J. , 2006], reprend les mousses adaptatives développés par Gentry [Gentry *et al.*, 1997]. Il améliore légèrement le concept en donnant une forme de "U" au PVDF plutôt que celle d'un demi cylindre (figure 1.8). Il montre que la puissance acoustique rayonnée par la mousse adaptative ayant un PVDF en forme de "U" est supérieure à la puissance acoustique rayonnée avec un PVDF en forme de demi cylindre.

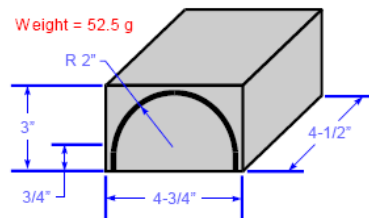


FIGURE 1.8 Amélioration du concept de mousse adaptative proposé par Griffin

Il est important de noter que le concept de mousse adaptative dans son application "PVDF foam" a été breveté en 2003 par Kang. [Kang, 2003]

La modélisation des mousses adaptatives

La NASA et BOEING [Mathur *et al.*, 2001] ont développé une modélisation par éléments finis pour répondre aux besoins de conception associés aux mousses adaptatives. Leur modèle intègre le couplage de l'air, des mousses, des actionneurs (films PVDF). La modélisation des poroélastiques utilise la formulation variationnelle classique utilisant le déplacement de la phase solide et de la phase fluide dite formulation (u,U) [Biot, 1956a] avec des éléments linéaires. L'air et les mousses sont modélisés en 3D alors que le film PVDF est modélisé en 2D avec une seule direction de déformation. Les éléments acoustiques et poreux sont validés par comparaison analytique et comparaison avec des résultats de la littérature. L'actionneur piézoélectrique n'est pas validé. Il n'y a pas de validation expérimentale de leur modèle global. La modélisation du contrôle ne se fait qu'en 2D. Akl *et al* [Akl *et al.*, 2004] ont aussi développé un modèle de mousse adaptative. Leur modèle utilise une représentation 2D du matériau poreux afin de coupler plus facilement les plaques et les actionneurs piézoélectriques avec la mousse. Les action-

neurs sont des fibres piézoélectriques modélisées en 1D. La modélisation du matériaux poreux utilise la formulation (u,U) et des éléments en interpolation linéaire. De plus, la modélisation du domaine piézoélectrique n'autorise qu'une direction de déformation. Aucune validation n'a été menée en configuration de rayonnement.

Bilan sur les stratégies hybrides

Les techniques combinant un matériau absorbant avec une "cavité active" donnent de très bons résultats, mais imposent une épaisseur minimale pour la cavité arrière, spécialement aux basses fréquences. Cette épaisseur minimale peut être un frein important pour le développement de systèmes intégrés destinés à une utilisation industrielle (voiture, train, avion...).

Les mousses adaptatives, apparaissent comme étant une solution efficace d'un point de vue performance et intégration industrielle. Elles nécessitent des épaisseurs moins importantes que les autres matériaux hybrides et ont une triple application (contrôle de l'absorption acoustique, contrôle de la transmission acoustique et contrôle du rayonnement acoustique). Pour l'instant, les mousses adaptatives ont surtout été étudiées et testées en configuration de réduction du rayonnement et de la transmission acoustique. Il y a très peu, à notre connaissance, de développement et d'application concernant l'absorption. Les études existantes sur l'absorption sont souvent des études complémentaires à l'étude du contrôle du rayonnement des structure ou de la transmission. Elles sont peu détaillées et mal documentées et comportent des lacunes qui empêchent de connaître les performances des mousses adaptatives en terme de tension de contrôle nécessaire à l'absorption d'un niveau donné de pression incidente.

Un modèle intégrant le couplage de l'air (3D), du matériau poreux (3D) en formulation (u,U) , et des films PVDF (2D) avec une direction de déformation existe déjà. *Un modèle ayant des élément piézoélectriques (2D) avec 2 directions de déformation et des éléments poroélastiques (3D) en formulation (u,p) [Atalla et al., 2001] utilisant le déplacement de la phase solide et la pression de la phase fluide n'a pas encore été réalisé à notre connaissance.*

Aucune validation expérimentale du comportement actif et passif des modèles de mousse adaptative n'a été réalisée à ce jour.

Les mécanismes et mode d'action liés au contrôle de l'absorption ne sont pas clairement décrits.

Les études indiquent que de nombreuses optimisations en terme d'épaisseur, de choix de poreux, d'emplacement des capteurs, du types de contrôle et de poids sont encore nécessaires avant l'intégration concrète des mousses adaptatives dans les habitacles (avion, navette, train, voiture...).

Dans le but de mieux cerner les optimisations possibles du concept de mousse adaptative pour l'absorption, un état de l'art de la modélisation des matériaux poreux puis une étude des différents actionneurs piézoélectriques décrivant leur comportement et les modélisations numériques associées est présentée dans les sections suivantes.

1.3.2 La modélisation des matériaux poreux : état de l'art

Il existe deux grandes classes de modèle pour les matériaux poreux :

- ***Le modèle fluide équivalent.*** C'est un modèle simple qui décrit le comportement du matériau comme un fluide dissipatif équivalent caractérisé par une masse volumique complexe. Il peut être utilisé quand la matrice est très rigide (pas de mouvement de la phase solide, par exemple les mousses métalliques) ou lorsque la matrice est très souple (la phase solide se déplace de manière identique à la phase fluide, par exemple les fibreux).
- ***Le modèle poroélastique.*** C'est un modèle plus complexe qui intègre le couplage entre la phase fluide et la phase solide. Il est nécessaire quand la matrice est élastique. Il est général et utilisable pour tous les types de matériaux poreux. Il est toutefois plus lourd et que le modèle fluide équivalent.

Compte tenu de la problématique liée aux mousses adaptatives et la la nécessité d'avoir une mousse élastique et de maîtriser le couplage de la matrice avec l'actionneur, seul le modèle poroélastique qui est le modèle le plus général sera exposé dans ce mémoire.

Loi de comportement du modèle poroélastique

Lorsque la matrice du matériau poreux est élastique (ni trop rigide, ni trop souple), la description du matériau poreux doit prendre en compte le mouvement des deux phases ainsi que leur couplage. On parle alors de modèle poroélastique. La théorie de Biot [Biot, 1956a, Biot, 1956b], initialement développée pour la géomécanique, est le modèle fondamental décrivant le comportement des matériaux poreux. Ce modèle considère le matériau comme étant homogène à une échelle macroscopique et donne une description macroscopique du matériau basée sur

les déplacements moyens de la phase fluide et de la phase solide. L'interaction entre les deux phases se traduit par des couplages massiques, élastiques et visqueux. Le couplage visqueux est à l'origine d'une dissipation d'énergie prise en compte par un coefficient d'amortissement visqueux. Les effets thermiques ne sont pas pris en compte dans le modèle de Biot. La théorie proposée par Biot considère qu'il y a trois ondes qui se propagent simultanément dans le matériau poreux : une onde de compression et une onde de cisaillement dans la phase solide, ainsi qu'une onde de compression dans la phase fluide. Ce modèle a été modifié pour s'adapter au problème de l'acoustique et n'a cessé d'être amélioré depuis sa formulation. Allard [Allard *et al.*, 1993, Allard, 1993] améliore la prise en compte des couplages visqueux en intégrant les travaux de Johnson [Johnson *et al.*, 1987] sur la grandeur caractéristique visqueuse. Allard [Allard *et al.*, 1993] intègre aussi dans le modèle le travail qu'il a réalisé avec Champoux [Champoux et Allard, 1991] sur la dissipation par effets thermiques via un module d'incompressibilité complexe pour le fluide saturant. Le modèle de Biot ainsi modifié porte le nom de BIOT généralisé ou de BIOT-ALLARD ou encore de JOHNSON-CHAMPOUX-ALLARD. Il prend en compte les différents phénomènes de dissipations (visqueux et thermiques) ainsi que l'élasticité de la matrice et les phénomènes de couplages fluide-structure. Ce modèle a été affiné pour les basses fréquences par Lafarge *et al* [Lafarge *et al.*, 1997] qui introduisent la perméabilité thermique. D'autre part, Pride *et al* [Pride *et al.*, 1993] introduisent deux nouveaux paramètres relatifs aux effets visqueux et thermiques permettant un calcul exact de la masse volumique dynamique $\tilde{\rho}_e$ en basses fréquences. Néanmoins, Lemarinier *et al* [Lemarinier, P., 1997] ont montré que ces corrections pouvaient être négligées dans le cas des matériaux usuels.

Le modèle de BIOT-ALLARD semble être, à ce jour, le modèle le plus utilisé pour décrire la réponse d'un matériau poroélastique à une sollicitation quelconque. Néanmoins, la prise en compte des effets thermiques et visqueux ne mène pas à des résultats précis en basses fréquences sauf pour des matériaux usuels.

La modélisation éléments finis du problème poroélastique

Les premiers modèles éléments finis utilisant sur la théorie de Biot ont été développés dans le cadre de la géomécanique. Zienkiewicz et Shiomi [Zienkiewicz et Shiomi, 1970] ont discuté de la résolution numérique des équations de Biot. Ils présentent des solutions mixtes et irréductibles de type (u,p), (w,p) ou (u,w,p) où u est le champ de déplacement de la matrice solide, w, le déplacement relatif du fluide par rapport au solide et p, la pression dans les pores. Les hypothèses utilisées en géomécanique ne sont pas utilisables en acoustique car on néglige en général le couplage massique entre la matrice et le fluide. Les formulations concernant l'acoustique

ont réellement vu le jour à partir de 1994. Ces formulations de type (u,U) utilisant comme variables les champs de déplacement de la phase solide (u) et de la phase fluide (U) ont été validés par Kang et Bolton [Kang et Bolton, 1995, Kang et Bolton, 1996, Kang et Bolton, 1997, Kang *et al.*, 1999] pour des problèmes couplés élasto-poro-acoustiques dans des configuration 2D. Panneton et Atalla ont aussi travaillé sur les formulations (u,U) et ont pu fournir une validation expérimentale de leur modèle [Panneton, R., 1996, Panneton et Atalla, 1997]. Des formulations similaires (u,w) mais prenant en compte le déplacement relatif w de la phase solide par rapport à la phase fluide ont été développées par Coyette *et al* [Coyette et Pelerin, 1994, Coyette et Wynendaele, 1995], et Johansen *et al* [Johansen *et al.*, 1995]. Néanmoins, la résolution de ces modèles, comportant 6 degrés de liberté par noeud, est lourde en terme de temps de calcul et pas toujours naturelle pour l'imposition des conditions limites. Afin d'alléger la lourdeur des calculs, des formulations mixte de type (u,p) ont été mises au point. u représente le champ de déplacement de la phase solide et p , la pression interstitielle. Ce type de formulation permet de passer de 6 degrés de liberté par noeud à 4. Goransson [Goransson, 1995] propose une formulation mixte approchée pour un cas unidimensionnel en négligeant le couplage élastique entre la phase fluide et la phase solide. Il propose ensuite une formulation (u, p, ψ) pour les cas tridimensionnels où ψ est un potentiel scalaire dont dérive le déplacement de la phase fluide [Goransson, 1998]. La même année, Atalla *et al* [Atalla *et al.*, 1998] développent une formulation (u,p) exacte en regime harmonique pour des configurations 3D. Cette formulation utilise le modèle de BIOT-ALLARD. Les différentes applications pratiques de cette formulation [Atalla *et al.*, 1998, Debergue *et al.*, 1999] montrent qu'elle est aussi précise que la formulation (u,U) tout en étant bien moins lourde en terme de temps de calcul. D'autre part, l'imposition des conditions limites sur la formulation (u,p) est plus physique ou naturelle que sur la formulation (u,U) . Le couplage avec différents milieux (élastique, fluide et poroélastique) a été explicité par Debergue *et al* [Debergue *et al.*, 1999]. Atalla *et al* [Atalla *et al.*, 2001] proposent une formulation améliorée qui permet un couplage naturel avec des domaines élastiques et poroélastiques.

La formulation mixte (u,p) de Atalla et al [Atalla et al., 2001] semble donc être la plus générale et la plus performante à l'heure actuelle.

Il est à noter que d'autres travaux ont été menés pour réduire la taille des systèmes linéaires mis en jeu. En effet dans certaines configurations spécifiques comportant des symétries de révolution comme dans les tubes, la symétrie du problème peut être utilisée pour réduire sa dimension. On parle alors d'éléments finis axisymétriques. En 1997, Vigran *et al* [Vigran *et al.*, 1997] ont développé un modèle axisymétrique utilisant sur la formulation (u,U) pour la caractérisation de matériaux poreux. En 2002, Pilon [Pilon, D., 2002] a développé un modèle axisymétrique

(u,p) pour caractériser l'influence des conditions limites sur les mesures acoustiques en tube de Kundt.

Convergence des modèles éléments finis poroélastiques

Afin d'assurer la convergence de la solution, il est nécessaire que le maillage soit assez fin pour capter la variation des différents champs de variable. Il est indispensable de disposer d'un critère de convergence exprimant la taille du maillage requise en fonction de la fréquence. En acoustique et en élasticité, on utilise classiquement au minimum 6 éléments linéaires ou 4 éléments quadratiques par longueur d'onde. En poroélasticité, ce critère est plus difficile à définir car il y a trois ondes différentes qui se propagent dans deux milieux différents.

En 1995, Kang et Bolton [Kang et Bolton, 1995] remarquent qu'il faut 10 à 12 éléments par longueur d'onde acoustique pour modéliser la propagation acoustique dans une mousse. Panneton [Panneton, R., 1996] estime quant à lui qu'il faut 12 à 17 éléments linéaires (u,U) par longueur d'onde acoustique pour estimer l'énergie de déformation. Dauchez *et al.* [Dauchez *et al.*, 2001, Dauchez *et al.*, 2002] poursuivent les remarques de Panneton et indiquent qu'un critère de 6 éléments linéaires par longueur d'onde est valable pour des déformations uni et bidimensionnelles à condition qu'il soit vérifié pour les 3 ondes présentes dans le poreux selon Biot. Néanmoins, ce critère n'est plus valable pour les déformations 3D à cause du blocage en cisaillement lié à l'utilisation d'éléments linéaires. Cette observation est confirmée par Debergue [Debergue, P., 1999] pour les éléments utilisant une formulation (u,p). Le blocage en cisaillement est un problème classique de la méthode des éléments finis. Il est défini comme un état de raideur de cisaillement excessif [Batoz et Dhatt, 1990]. Dépendamment des éléments, les fonctions de forme peuvent engendrer une mauvaise représentation (approximation, interpolation) de la déformation en cisaillement (et donc de l'énergie de déformation en cisaillement) par manque de degrés de liberté. C'est le cas lorsqu'on utilise un quad4 ou un tri3 ou encore un hexa8 linéaire standard. Pour ces éléments, un facteur de forme élevé peut engendrer une surévaluation excessive et donc artificielle de l'effet du cisaillement. Pour résoudre ce problème plusieurs techniques sont envisageables. La première est l'utilisation d'éléments d'ordre élevé. On peut aussi ajouter des fonctions de formes internes à l'élément et donc des degrés de liberté "fictifs". La technique fréquemment utilisée est la sous-intégration ou intégration réduite qui utilise moins de point de Gauss et permet de réduire l'effet du cisaillement.

L'utilisation d'éléments quadratiques semble donc plus appropriée notamment lorsque le poreux subit un mouvement de flexion.

Les maillages adaptatifs

Dans le cas d'inclusion d'hétérogénéités, le maillage a une importance fondamentale. Il peut être nécessaire de raffiner le maillage au niveau des interfaces afin de bien modéliser les interactions entre les différents milieux.

Quatre techniques d'adaptation du modèle, des éléments et du maillage sont utilisées en éléments finis [Leservoisier, D., 2001] :

- **La méthode-m** qui vise à adapter localement le modèle physique utilisé pour décrire le milieu.
- **La méthode-h** qui agit sur la taille des éléments du maillage.
- **La méthode-p** autrement appelée méthode des éléments hiérarchiques, qui modifie l'ordre des polynômes d'interpolation en vue d'obtenir une meilleure convergence. **La méthode-t** qui choisit des solutions au problème homogène comme fonction d'interpolation.

Ces méthodes sont couramment utilisées dans les domaines de la mécanique et de la mécanique des fluides. Toutefois, on trouve encore peu d'utilisation de la méthode - m pour les problèmes de la poroélasticité. La majeure partie des éléments sont de type h, c'est à dire qu'ils requièrent un raffinement du maillage jusqu'à la convergence des résultats soit atteinte. La méthode-h englobe la technique dite de maillage incompatible. Cette technique repose sur le couplage de maillage ayant des dimensions différentes et pour lesquels les noeuds de liaisons ne sont pas forcément coïncidents. Cette technique utilise les multiplicateurs présentée par Zienkiewicz [Zienkiewicz et Taylor, 1989]. La méthode-p a aussi été utilisée en poroélasticité par [Rigobert *et al.*, 2003, Rigobert *et al.*, 2004]. *Il est à noter que les éléments hiérarchiques semblent peu appropriés à l'étude des matériaux hétérogènes où les discontinuités géométriques risquent de diminuer leur performance [Castel, F., 2005].*

La méthode-h traitant de la réduction locale de la taille des éléments du maillage est particulièrement intéressante dans le cas des inclusions dans les poreux (fluide ou solide). Elle a été récemment employée dans le travail de Castel [Castel, F., 2005] sur les matériaux poreux hétérogènes. *La méthode-h pourrait être intéressante pour la modélisation de matériaux hétérogènes actifs.*

Les matériaux poreux hétérogènes

Un concept fondé sur l'addition d'hétérogénéités dans le matériau poreux a été développé relativement récemment dans le but d'augmenter l'absorption et l'amortissement ou de réduire

la transparence acoustique des matériaux poreux en basses fréquences. Les résultats montrent qu'il y a une importante marge de progrès dans l'amélioration des propriétés acoustiques des matériaux poreux. On désigne par matériaux poreux hétérogènes, des poreux comportant des inclusions de fluides ou de solides élastiques ainsi que les poreux ayant des propriétés structurales non homogènes dans leur volume. Cette voie est actuellement en pleine exploration et il y a encore peu de travaux sur le sujet.

En ce qui concerne l'absorption acoustique, Atalla *et al* [Atalla et Panneton, 1996] ont développé une approche permettant de prédire l'impédance acoustique de surface des matériaux poreux hétérogènes de faible épaisseur. Ils ont ainsi montré que les effets propagatifs du champ acoustique avaient peu d'effet sur l'absorption acoustique des couches poreuses hétérogènes minces. Leur modèle est approché et néglige les interactions entre les hétérogénéités. Olny [Olny, X., 1999] s'est intéressé à l'absorption des poreux à structure rigide. Il a montré que l'ajout d'un second réseau de pores (double porosité) permettait d'améliorer l'absorption dans la gamme des moyennes et basses fréquences (<2000Hz). Il a mis en évidence que l'absorption dépendait du contraste de perméabilité entre microporosité (les pores) et macro porosité (les trous). Le coefficient d'absorption peut ainsi être augmenté en basses fréquences pour de forts contrastes. Cependant, le modèle analytique d'Olny n'est valable que pour les matériaux à structure rigide et ne fournit que des grandeurs macroscopiques (impédance et coefficients d'absorption). Atalla, Sgard, Amedin et Rigobert [Sgard *et al.*, 2003, Atalla *et al.*, 2003, Sgard *et al.*, 2005, Amedin *et al.*, 2001, Amedin *et al.*, 2000, Rigobert *et al.*, 2004] ont développé un modèle numérique qui s'affranchit des limitations du modèle de Olny. Leur modèle permet de prédire les performances acoustiques en absorption de matériaux poreux comportant des inclusions de type fluide (trou), poroélastiques (patch hétérogènes) et solides. Ils ont mis en évidence qu'un fort contraste de résistivité entre le matériau poreux et les inclusions poreuses permettait de diminuer la fréquence du pic d'absorption. D'autre part ils ont montré que les macros perforations étaient plus efficaces pour les matériaux poreux à forte résistivité. Une diminution de la section du trou dans sa profondeur permet d'améliorer le coefficient d'absorption sur une bande plus large. En basses fréquences, une petite macroporosité donne de meilleurs résultats alors qu'une grande macroporosité va plus influencer les hautes fréquences. Leurs investigations sur la modélisation et l'expérimentation de ces matériaux ont été poursuivies dans le cadre de la thèse de Castel [Castel, F., 2005].

Cushman [Cushman, 1995] est un des rares, avec Atalla et Sgard, à avoir exploité le concept d'hétérogénéité avec des matériaux polymères contenant des inclusions solides (fer, cuivre plomb). Il a ainsi montré que les ondes acoustiques étaient mieux atténuées dans un milieu

contenant des inclusions solides. Sgard *et al* [Sgard *et al.*, 2007] se sont récemment intéressés à l'amélioration de l'amortissement induit par l'ajout d'hétérogénéité solide et fluide dans les poreux pour la réduction du rayonnement des surfaces.

Bilan sur la modélisation des poreux

L'analyse de l'exposé précédent nous éclaire sur les outils et les directions à prendre dans ce travail.

La formulation en déplacement et pression dite (u,p) améliorée [Atalla et al., 2001] (4 degrés de liberté par noeud) est la plus répandue et est bien plus avantageuse que les formulations de type (u,U) (6 degrés de liberté par noeud) en terme de temps de calcul et de simplicité des conditions limites de couplage (couplage naturel avec les milieux élastiques et poroélastique avec la formulation (u,p) améliorée. L'utilisation de la formulation (u,p) apparaît être la seule capable de répondre à nos exigences de modélisation.

La modélisation de la dissipation d'énergie par l'intermédiaire des effets thermiques et visqueux doit être précise dans les basses fréquences, où ces phénomènes sont prépondérants. L'utilisation du modèle de Lafarge *et al* [Lafarge *et al.*, 1997] et Pride *et al* [Pride *et al.*, 1993] concernant les effets thermiques et visqueux dans le modèle de BIOT généralisé, semble être nécessaire puisqu'ils permettent d'avoir un comportement exact du matériau aux très basses fréquences. Néanmoins, ces modèles imposent l'utilisation de 3 paramètres supplémentaires qui ne sont pas facilement accessibles. De plus, ces corrections apportées au modèle de Johnson [Johnson *et al.*, 1987], sont négligeables pour la plupart des matériaux. *Il paraît donc plus judicieux, au moins dans un premier temps, de n'utiliser que le modèle de BIOT-ALLARD afin de ne pas surcharger la modélisation avec des paramètres inutiles.*

Dans une perspective de modélisation tridimensionnelle, les éléments linéaires semblent mal adaptés, notamment à cause du blocage en cisaillement rencontré dans les déformations de flexion. De plus, l'utilisation de ces éléments nécessite un maillage de taille importante pour converger. D'autre part, les éléments hiérarchiques sont lourds à manipuler et perdent leur performances au niveau des discontinuités. Leur utilisation ne semble pas être judicieuse pour la modélisation des matériaux poreux contenant des inclusions solides. Les éléments quadratiques apparaissent donc particulièrement indiqués. Ils permettent d'élever le degré des polynômes d'interpolation afin de mieux converger, sans pour autant être trop lourds en manipulation, et autorisent l'utilisation de maillages de finesse raisonnable.

L'adaptation de maillage apparaît très intéressante pour deux raisons. Premièrement elle permet de réduire le nombre de degrés de liberté total du système à résoudre pour converger. Deuxièmement elle permet de modéliser de façon plus précise les hétérogénéités et les phénomènes locaux qui y sont associés.

L'étude des matériaux poreux hétérogènes en est encore à ses débuts et dans la perspective d'élaboration de matériaux poreux hétérogènes actifs, il devient impératif d'avoir un outil de modélisation capable de rendre compte des interactions mécaniques entre un poreux et des inclusions piézoélectriques en 2D et 3D.

1.3.3 La modélisation des actionneurs piézoélectriques

L'utilisation d'un réseau de capteurs et d'actionneurs est une donnée importante dans le développement des matériaux intelligents. Il existe plusieurs matériaux utilisables comme actionneur. On peut citer ici les films, fibres et céramiques piézoélectriques [Bailo *et al.*, 2003, Bent et Hagood, 1997, Crawley et De Luis, 1987], les alliages à mémoire de forme [Piefort, V. , 1991] et les polymères diélectriques utilisant l'effet électrostrictif [Pelrine *et al.*, 1987]. Chacune de ces classes d'actionneurs a des propriétés propres qui lui confèrent une utilisation particulière. Les matériaux piézoélectriques ont une très bonne réponse en hautes fréquences mais ils ne permettent de générer que de très faibles déplacements. Ils sont souvent utilisés en contrôle de vibration des structures et en acoustique dans le domaine des hautes fréquences. On trouve tout de même de plus en plus ces matériaux dans des applications basses et moyennes fréquences. Les alliages à mémoire de forme ont une réponse très lente liée à la thermodynamique de leurs propriétés de diffusion mais se déforment de manière relativement importante. Ils sont peu utilisables dans les applications liées au contrôle des vibrations ou du bruit car vraiment trop lents. Les actionneurs de type polymères diélectriques (électro-élastomères ou polymères électro-actifs) constituent une nouvelle classe de matériaux qui permettraient de combler l'écart de performance entre les matériaux piézoélectriques et les alliages à mémoire de forme. Néanmoins leur développement pour des applications pratiques est encore au stade expérimental et d'importantes contraintes liées aux très importantes tensions nécessaires et à leur comportement non-linéaire en haute et moyenne fréquence limitent pour l'instant leur utilisation pour des applications de contrôle.

Nous nous limiterons dans ce chapitre à la présentation des matériaux piézoélectriques qui ont l'avantage d'être utilisables à la fois comme capteur (effet direct) et actionneur (effet in-

verse). Ce type d'actionneur a montré son efficacité pour une large gamme d'applications pratiques et bien qu'étant encore la source de nombreux développements, les actionneurs piézoélectriques ont une maturité technologique incontestable par rapport aux autres types d'actionneurs mentionnés plus haut. D'autre part, la large diffusion des matériaux piézoélectriques a fortement baissé leur coût, ce qui les rend relativement accessible. Pour ce qui est de l'intégration dans un poreux, le poids et la souplesse des polymères piézoélectriques constitue là aussi un avantage certain. Toutefois, ces actionneurs nécessitent l'utilisation d'amplificateurs capacitifs souvent lourds et encombrants et dont l'électronique est assez sensible.

Ces matériaux ont trouvé des applications dans le contrôle des vibrations dans les domaines de l'automobile, l'aérospatiale, le contrôle de forme (ailes d'avion, ailes ou objectifs des télescopes), le contrôle en acoustique des nuisances sonores et dans la biomécanique.

L'effet piézoélectrique **direct** traduit l'aptitude de certains matériaux à se polariser sous l'application d'un effort mécanique, la charge électrique apparaissant à leur surface étant proportionnelle à la contrainte exercée. Ce phénomène est réversible, c'est à dire qu'il est possible d'obtenir, pour ces mêmes matériaux, des déformations quand on les soumet à un champ électrique : c'est l'effet **inverse**. Seuls certains matériaux ayant un axe de polarisation privilégié possèdent les caractéristiques piézoélectriques. De façon générale, les matériaux piézoélectriques permettent de transformer de l'énergie mécanique en énergie électrique et vice-versa. Bien que nécessitant des différences de potentiel assez importantes, de l'ordre de 200V, leur consommation électrique est faible, ce qui rend cette classe d'actionneur intéressante pour le contrôle actif.

Dans cette étude, nous nous focaliserons plus particulièrement sur les propriétés d'actionneur des matériaux piézoélectriques.

Les différentes configurations d'actionneur piézoélectrique

Il y a plusieurs classes d'actionneur piézoélectrique ayant chacune des performances propres leur conférant des applications particulières [Niezrecki *et al.*, 2001, Near, 1996]. Le tableau 1.1 résume les performances de ces différents types de configuration.

Un calcul rapide utilisant l'équation d'Euler, nous donne une valeur approximative du déplacement nécessaire pour une application de contrôle acoustique. En onde plane, le déplacement acoustique associé à un niveau de pression de 80dB à 50Hz, est de l'ordre du micromètre. Pour

Type	Force (N)	Déplacement (μm)	Fréquence maximale(kHz)
"Patch"	100	10	20
"Bimorphe"	90	500	1-10
"Rainbow"	500	1000	1-10
"Stack"	35000	25	50
"Tubulaire"	1000	10	50
"Amplification mécanique"	2000	400	0.5
"PVDF"	10	10	20

TABLE 1.1 Tableau comparatif des performances maximales des actionneurs piézoélectriques courants [Near, 1996]

un niveau de pression 110dB à 50Hz, le déplacement acoustique est de l'ordre de la centaine de micromètres. Le déplacement est inversement proportionnel à la fréquence. On voit donc que les actionneurs de type "patch", "stack", "tubulaire" et "PVDF" ont des performances qui peuvent être limitantes pour le contrôle de très fort niveaux aux basses fréquences.

La modélisation par éléments finis des actionneurs piézoélectriques

Il existe des modèles analytiques simplifiés décrivant le comportement de certains matériaux piézoélectriques dans des configurations particulières [Booij *et al.*, 2007, Poizat et Matthias, 2006]. Néanmoins, pour une étude réaliste et approfondie du sujet, il est indispensable de passer par une modélisation numérique du problème. Compte tenu de la complexité des conditions aux limites, la méthode des éléments finis apparaît comme étant la plus adéquate. La littérature est très riche sur le sujet et il y a beaucoup de formulations disponibles et d'éléments (solide, coque, plaque). Il est difficile d'être exhaustif car la plupart des modèles éléments finis ont été développés pour des applications particulières.

Les premiers à s'être intéressés à la modélisation par éléments finis des piézoélectriques sont Eer Nisse [Eer Nisse, 1966] et Tiersten [Tiersten, 1967]. Ils ont établi la première formulation variationnelle d'un matériau piézoélectrique. Allik et Hughes [Allik et Hughes, 1970] proposent un élément linéaire volumique tétraédrique ayant 4 noeuds et 4 degrés de liberté par noeud (3 déplacements et le potentiel électrique). Lerch [Lerch, 1990] développe une formulation générale en 2D et en 3D. Il présente une validation expérimentale de son modèle pour des céramiques piézoélectriques sous forme de parallélépipède. Moetakef *et al* [Moetakef *et al.*, 1995, Moetakef *et al.*, 1996] présentent un élément quadratique tétraédrique à 20 noeuds. Ils obtiennent des

éléments cubiques en assemblant les éléments tétraédriques. Ils étudient une configuration biomorphe (actionneur) et un cube (capteur). La comparaison entre les résultats numériques et des mesures expérimentales donne de bons résultats.

Avec l'augmentation du nombre de structures fines et le début de l'implantation industrielle du contrôle actif, les modèles de plaques et de coques comportant des excitateurs piézoélectriques sont devenus indispensables. La modélisation s'est d'abord faite à partir d'éléments solides. Il a fallu trouver de nouvelles stratégies pour s'affranchir du problème de blocage en cisaillement. Différentes approches ont été proposées.

Tzou et Tseng [Tzou et Tseng, 1990] proposent un élément piézoélectrique en forme de parallélépipède de faible épaisseur comportant 8 noeuds avec 4 degrés de liberté (3 translations et un potentiel) et 3 noeuds internes pour dissiper la surévaluation de l'énergie de cisaillement due à la faible épaisseur. Le modèle est utilisé pour le contrôle d'une plaque simplement appuyée. Le couplage entre la plaque et les actionneurs se fait en appliquant la continuité des déplacements. Un élément plaque rectangulaire de flexion pure (hypothèse de Kirchoff) est proposé par Hwang et Park [Hwang et Park, 1993] en 1993. L'idée est d'utiliser une structure piézoélectrique multicouches avec 4 noeuds par élément ayant chacun 3 degrés de liberté (1 translation et deux rotations) plus 1 degré de liberté électrique par couche. Cet élément néglige le cisaillement transverse et n'est donc pas adapté aux plaques épaisses. Tzou et Ye [Tzou et Ye, 1996] développent un élément de coque triangulaire à 12 noeuds avec 4 degrés de liberté par noeud. Ils utilisent des fonctions d'interpolation quadratiques dans les plans principaux et linéaires dans l'épaisseur. Cet élément a été étendu par Köppe *et al* [Köppe *et al.*, 1998]. Ils décrivent un élément isoparamétrique de coque triangulaire et quadrangulaire incurvé ayant des fonctions de formes de degré d'interpolation différent suivant les couches (pour la modélisation multicouches). Les résultats concordent avec les mesures expérimentales menées sur une poutre avec deux actionneurs de chaque côté. Samanta *et al* [Samanta *et al.*, 1996] utilisent un champ de déplacement cubique pour un élément rectangulaire quadratique de plaque multicouches. Il y a deux degrés de liberté électriques (sur les couches extérieures) et 11 degrés de liberté mécanique par noeud (3 translations, 3 angles et 5 rotations de degré plus élevé). Les résultats expérimentaux obtenus sur une plaque simplement appuyée montrent une bonne concordance avec le modèle pour le calcul des fréquences propres et de la réponse forcée. Néanmoins le modèle est relativement lourd en temps de calcul. Guertin [Guertin, L., 1998] développe une formulation de plaque multicouches intégrant des éléments piézoélectriques, élastiques et viscoélastiques. Il utilise un élément de plaque rectangulaire quadratique à 8 noeuds. Il y a 7 degrés de liberté par noeud plus un degré de liberté électrique pour les couches piézoélectriques. Cotoni *et al* [Cotoni *et al.*, 2006] déve-

loppent une formulation pour les plaques piézoélectriques multicouches avec une interpolation d'ordre élevé. Leur élément traite les plaques minces et épaisses et permet un couplage facile avec d'autres éléments. Il est particulièrement adapté pour les plaques élastiques comportant des patches piézoélectriques. Bernardou et Haenel [Bernardou et Haenel, 2003a, Bernardou et Haenel, 2003b, Bernardou et Haenel, 2003c] développent une formulation à deux dimensions pour les matériaux piézoélectriques qu'ils mettent en pratique avec un élément triangulaire de coque mince avec des polynômes d'interpolations d'ordre élevé. C'est un des travaux les plus aboutis sur la modélisation de coques piézoélectriques à l'heure actuelle. Piefort [Piefort, V., 2001] présente dans sa thèse des éléments de coques triangulaire et rectangulaire, des éléments solides "brique", prismatique et tétraédrique. Ces éléments sont disponibles dans un code commercial (Samcef) intégrant le couplage avec des structures élastiques.

Nous pouvons citer quelques codes commerciaux éléments finis capables de modéliser le comportement des piézoélectriques. NASTRAN, un des codes les plus utilisés, utilise une analogie thermique pour modéliser les contraintes engendrées par la déformation électromécanique. Le potentiel aux noeuds est remplacé par une température. Cette analogie a été également utilisée par Coté *et al* [Cote *et al.*, 2004]. Elle a l'avantage d'être économique en temps de calcul et très performante. Elle n'est toutefois pas exacte car elle suppose une augmentation du volume du matériau due à la dilatation dans les trois directions, ce qui n'est pas le cas dans un matériau piézoélectrique. Dans le code ANSYS, l'imposition du potentiel à chaque noeud se fait directement en utilisant des éléments piézoélectriques. La bibliothèque d'élément est assez vaste et on trouve des éléments de plaque, de coque et solide. IDEAS quant à lui ne traite pas les problèmes piézoélectriques.

Le développement des matériaux adaptatifs a amené à développer de nouveaux modèles intégrant directement les matériaux piézoélectriques dans des matrices polymères sous forme de fibres ou d'inclusions solides.

Gaudenzi [Gaudenzi, 1997] modélise l'inclusion de cylindres piézoélectriques dans un matériau diélectrique. Il utilise une approche par éléments finis. Sa méthode est lourde et coûteuse en temps de calcul. Poizat *et al* [Poizat et Matthias, 1999] modélisent un matériau composite intégrant des fibres piézoélectriques cylindriques et elliptiques. Ils utilisent un élément solide 20 noeuds pour le matériau piézoélectrique comportant 4 degrés de liberté par noeud (3 translations et un potentiel électrique). Ils développent leur modèle en utilisant la méthode d'homogénéisation, qui traite un volume élémentaire que l'on considère comme la plus petite partie d'un matériau globalement homogène. D'autres études basées sur la méthode d'homogénéisation ont

été menées sur les matériaux piézocomposites. Feng *et al* [Feng et Wu, 2001] ont développé un modèle de composite piézoélectrique basé sur l'utilisation d'éléments solides 3D utilisant le principe d'homogénéisation. Odegard [Odegard, 2004] s'intéresse aussi aux matériaux composites contenant des inclusions piézoélectriques. Il utilise un élément solide tétraédrique à 10 noeuds avec 4 degrés de liberté par noeud (3 translations et un potentiel électrique). Le modèle permet de retrouver les propriétés électromécaniques du composite à partir des propriétés de ces constituants.

Bilan sur la modélisation des actionneurs piézoélectriques

L'intérêt croissant pour le contrôle actif de bruit ou de structure nécessite une modélisation correcte des actionneurs piézoélectriques. *La modélisation par élément finis est la plus appropriée pour décrire le comportement complexe de ces matériaux.*

La littérature est très riche sur les matériaux piézoélectriques et leur modélisation. Les modèles ne sont pas généraux et sont souvent développés pour une application précise. Nous avons donc limité nos recherches sur les modélisations linéaires, les éléments volumiques et de plaque, la modélisation multicouches et les composites piézoélectriques. La modélisation des comportements non linéaires des matériaux piézoélectriques ne sera pas traitée.

Il y a énormément d'éléments piézoélectriques disponibles. La modélisation 2D par élément de plaque et élément de coque a connu un grand essor avec le contrôle actif des structures. Ce type de modélisation, ainsi que le couplage avec les structures à contrôler est bien documenté et maîtrisé. La modélisation 3D, bien qu'étant la première à avoir vu le jour, a été un peu délaissée durant les 15 dernières années au profit de la modélisation 2D. Les modèles solides avaient du mal à prendre en compte correctement les phénomènes liés aux vibrations de plaques (blocage en cisaillement, imposition des conditions limites électriques...). Les développements récents sur les matériaux piézo-composites montrent un retour d'intérêt sur la modélisation 3D. Là aussi il y a une gamme d'éléments disponibles assez vaste. Les techniques d'homogénéisation permettent de générer des éléments performants intégrant la présence de fibres (inclusions) piézoélectriques dans les matériaux polymères.

Nous avons à disposition les formulations et les éléments nécessaires à une intégration générale d'actionneurs piézoélectriques (3D et 2D) dans les mousses.

1.4 Originalité et objectifs de la recherche

1.4.1 Originalité

L'originalité générale de ce travail de recherche est de faire converger les connaissances dans le domaine passif et actif en modélisation et en pratique pour la réalisation de mousses adaptatives efficaces.

L'étude bibliographique indique que plusieurs stratégies de contrôle actif permettant l'amélioration de l'absorption aux basses fréquences sont actuellement explorées. Celle traitant l'intégration directe des parties actives dans la mousse (mousse adaptative) est la plus récente et la plus prometteuse. *Très peu d'études concernent directement le contrôle de l'absorption acoustique et les études disponibles sont peu détaillées. Les mécanismes physiques liés aux contrôle de l'absorption n'ont pas été décrits.*

Il existe déjà des modèles de mousse adaptative. Cependant la modélisation la plus avancée de ces mousses contenant des actionneurs piézoélectriques utilise une formulation 3D (u, U) pour les poreux et une modélisation 2D pour les actionneurs avec une direction de déformation (film PVDF). Aucune comparaison expérimentale complète n'a été réalisée pour valider ces modèles. Les différentes études expérimentales sur les mousses adaptatives ont montré la pertinence du concept pour le contrôle du bruit ou de la transmission acoustique, mais *l'étude des performances en terme du contrôle de l'absorption n'a été traitée que de manière parcellaire.*

La première originalité de ce travail est de proposer un modèle de mousse adaptative complet et performant. Il inclut la modélisation par éléments finis des matériaux poroélastiques isotropes et orthotropes en formulation (u, p) 3D, des actionneurs piézoélectriques 3D et 2D intégrés dans le poreux, de structures élastiques 3D et 2D, d'un ou plusieurs domaines acoustiques et des différents couplages nécessaires (poreux-piézoélectrique, poreux-solide, piézoélectrique-solide, poreux-acoustique). Le modèle numérique développé est général et peut être utilisé pour étudier le comportement d'un large panel de stratégies hybrides active/passive.

La seconde originalité réside dans la validation expérimentale complète de ce modèle en configuration passive, en configuration de rayonnement et en configuration de contrôle.

La troisième originalité est l'étude détaillée des performances et des limitations de l'utilisa-

tion des mousses adaptatives pour le contrôle de l'absorption en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane.

La quatrième originalité réside dans l'utilisation de l'outil de modélisation pour analyser les mécanismes de contrôle et les phénomènes de dissipation.

1.4.2 Objectif général

L'objectif général est l'amélioration par contrôle actif de l'absorption acoustique des matériaux poreux dans les basses fréquences. Cette amélioration doit se traduire en terme de performance d'absorption acoustique mais aussi en terme d'intégration industrielle (poids et volume). Pour mener à bien cet objectif, il est indispensable de mener une étude numérique et expérimentale approfondie du concept de smart foam afin d'en dégager les mécanismes physiques et leurs limitations.

1.4.3 Objectifs spécifiques

Le premier objectif est de modéliser de manière générale le matériau hybride ou mousse adaptative. Le but est ici de fournir un modèle couplé 3D général capable de traiter n'importe quelle structure hybride passive/active intégrant des matériaux poreux, piézoélectriques, élastiques et fluides. Il faudra développer les outils d'analyse numérique capables de nous donner des informations quant à la localisation et l'importance des différentes formes de dissipation d'énergie à savoir thermique, visqueuse et structurale. Nous développerons donc des indicateurs de performance énergétique sur les éléments. Ceux-ci doivent nous permettre de mieux comprendre les mécanismes de dissipation locale afin d'anticiper l'augmentation de l'absorption globale du matériau.

Le deuxième objectif est de proposer une configuration mousse/actionneur performante et originale à partir d'essais numériques réalisés grâce au modèle éléments finis.

Le troisième objectif est de réaliser plusieurs configurations de mousse active permettant de valider expérimentalement le modèle numérique et de mettre en place la stratégie de contrôle.

Le quatrième objectif repose sur la confrontation des données numériques et expérimentales afin d'apporter une compréhension approfondie des phénomènes physiques et des mode d'action du contrôle liés à l'amélioration de l'absorption acoustique.

L'objectif final est de dégager les limitations technologiques des mousses adaptatives pour l'absorption et de fournir, à l'aide du modèle, des perspectives pour l'amélioration du concept.

1.5 Organisation du mémoire

Ce document s'articule en sept chapitres. Le premier et présent chapitre d'introduction nous a permis de présenter le contexte de ce travail de recherche ainsi que de dresser les objectifs et les originalités grâce à une étude de l'état des connaissances dans le domaine des matériaux hybrides, de la modélisation des matériaux poroélastiques et des matériaux piézoélectriques.

Le deuxième chapitre est une étude analytique prospective traitant différentes configurations possibles associant un matériau poreux et une surface active dans le but de créer un absorbeur large bande. Il permet de souligner d'entrée les principaux modes d'action associés à ces configurations et de bien cerner les particularités d'une configuration de type mousse adaptative par rapport aux autres configurations.

Le troisième chapitre traite de la mise en place du modèle numérique général de mousse adaptative. Les formulations variationnelles, la mise en oeuvre de la technique des éléments finis et le calcul des différents indicateurs énergétiques y sont présentés.

Le quatrième chapitre dresse les contraintes et problématiques associées à la conception et à la réalisation pratique de trois prototypes expérimentaux de mousse adaptative dans le but de valider le modèle et de réaliser le contrôle actif de l'absorption en incidence normale dans un tube d'impédance. La caractérisation des matériaux et les limitations dues à la linéarité des prototypes y sont aussi présentées.

Le cinquième chapitre présente les résultats de la validation expérimentale de trois prototypes de mousse adaptative. La validation porte dans un premier temps, sur le comportement passif de la mousse adaptative en terme d'absorption et dans un second temps sur le comportement d'actionneur des mousses adaptatives dans différentes cavités de mesure. Les pressions

rayonnées et les déplacements de la mousse et du PVDF calculés avec le modèle sont comparés aux mesures expérimentales.

Le sixième chapitre porte sur la mise en place expérimentale du contrôle actif de l'absorption en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane. Plusieurs cas de contrôle sont étudiés, permettant ainsi de mettre en lumière les performances et les limitations associées au trois prototypes de mousse adaptative.

Le septième chapitre est une étude permettant un approfondissement de la compréhension des mécanismes de contrôle et des phénomènes de dissipation grâce à l'utilisation du modèle numérique et des possibilités offertes par ce dernier en terme de visualisation des indicateurs énergétiques à l'intérieur des mousses.

La conclusion rappelle les différents résultats obtenus, les originalités et les perspectives à donner à ce travail.

CHAPITRE 2

ÉTUDE ANALYTIQUE DES MODES D'ACTION DE CONFIGURATIONS HYBRIDES ACTIVE/PASSIVE POUR L'ABSORPTION

2.1 Introduction

L'étude et l'optimisation des mousses adaptatives requiert une connaissance précise des modes d'action des absorbeurs hybrides. Ce chapitre a pour but de donner un éclairage sur les modes d'action des différentes configurations de base impliquant un matériau absorbant et un actionneur. L'analyse se fera à partir de géométries simples et à l'aide d'un modèle analytique avec une perturbation de type onde plane harmonique en incidence normale dans un tube. Nous avons fait le choix de retenir 4 configurations de mousse/actionneur. La première est une mousse collée sur un piston mobile. C'est un modèle simplifié de mousse adaptative type Fuller. La deuxième est une mousse fixe avec un piston terminant la cavité arrière. Cette configuration se rapproche des cellules hybrides proposées par M.A. Galland. Les troisième et quatrième configurations reposent sur une mise en mouvement de la phase solide de la mousse en laissant libre la phase fluide. Dans la troisième configuration, une condition anéchoïque est placée derrière la mousse. C'est une configuration non réaliste mais qui permet d'introduire l'étude du comportement de la quatrième configuration qui comporte une cavité à l'arrière de la mousse.

Afin d'introduire la modélisation analytique, ce chapitre commencera avec un rappel qualitatif du comportement des matériaux poroélastiques et des équations du modèle de Johnson-Champoux-Allard décrivant ce comportement. Les équations de propagation et la puissance de dissipation par effet visqueux seront ainsi présentées. Les configurations seront ensuite présentées en détail et mises en équations. Dans un premier temps, nous présenterons l'influence de l'amplitude et de la phase du déplacement de l'actionneur sur l'absorption et la puissance de dissipation par effet visqueux pour une fréquence peu élevée (100Hz). Les absorptions passives,

les commandes optimales, la puissance de dissipation par effet visqueux et la transparence des différents systèmes en fonction de la fréquence seront ensuite comparées.

2.2 Description qualitative des matériaux poreux

D'un point de vue qualitatif, un matériau poreux est constitué d'une phase solide (le squelette ou la matrice) et d'une phase fluide saturant son réseau de pores. Dans notre cas, le fluide saturant les pores est l'air. La matrice peut être continue (ex : les mousses plastiques et les céramiques poreuses) ou non (ex : matériau fibreux ou granuleux). Les pores peuvent être ouverts, c'est-à-dire interconnectés et débouchant sur l'extérieur ou fermés, c'est-à-dire emprisonnés dans la matrice. Ce dernier type de pores est considéré comme une partie intégrante de la matrice (figure 2.1).

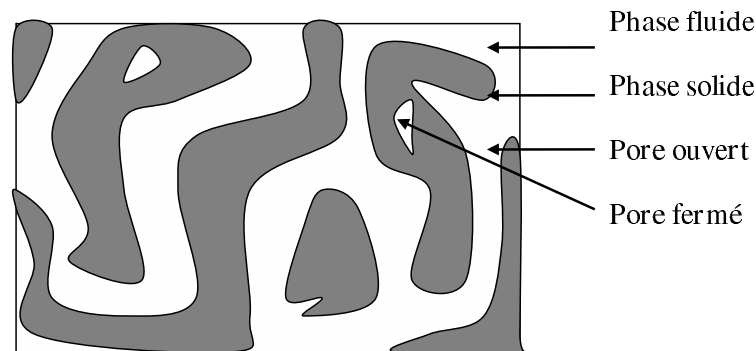


FIGURE 2.1 Schématisation du réseau de pores - phase solide et phase fluide

De plus, la matrice peut être considérée comme étant rigide (sans mouvement) ou élastique. Dans le cas d'un squelette rigide, une onde de compression se propage dans la phase fluide seulement et le comportement macroscopique du matériau poreux est comparable à celui d'un fluide équivalent. Dans le cas d'une matrice élastique, deux ondes de compression partiellement couplées (l'une d'origine solide et l'autre d'origine fluide) ainsi qu'une onde de cisaillement (d'origine solide) se propagent simultanément dans les deux phases. Il est alors préférable de parler de matériau poroélastique afin de mettre en évidence le couplage entre la phase solide élastique et la phase fluide saturant les pores.

La notion d'échelle est très importante dans la modélisation des pores. D'un point de vue microscopique, le matériau poreux est hétérogène. Il est difficile de modéliser le comportement à cette échelle. Un des fondements de la théorie de Biot repose sur le fait que le matériau

est considéré comme étant homogène à une échelle macroscopique. Le matériau est modélisé comme deux milieux continus (l'un fluide, l'autre solide) couplés entre eux. On définit un volume élémentaire représentatif (V.E.R) de dimension L_h (dimension représentative du milieu hétérogène) et on s'intéresse aux déplacements moyens de la phase fluide et de la phase solide de ce volume élémentaire. Par la suite, on appellera ce déplacement moyen : déplacement macroscopique.

Les hypothèses du modèle de BIOT- ALLARD sont les suivantes :

- Le V.E.R. est petit devant les longueurs d'onde acoustiques et élastiques,
- Le matériau poreux est supposé homogène à l'échelle macroscopique,
- Les pores du matériau sont interconnectés entre eux et avec l'extérieur,
- Les pores sont saturés par la phase fluide,
- On fait l'hypothèse de petites déformations et les relations contrainte-déformation sont linéaires dans les deux phases,
- La matrice solide vérifie la loi de Hooke (élasticité linéaire),
- Les effets thermiques et visqueux sont indépendants,
- Le fluide est peu visqueux de sorte qu'il ne réagit pas aux forces de cisaillement.

2.3 Modélisation analytique des matériaux poroélastiques

2.3.1 Équations de mouvement

Le modèle de Johnson Champoux Allard est utilisé ici. Les équations de mouvement de la phase solide et de la phase fluide dans le domaine poroélastique s'écrivent :

$$\text{div } \underline{\underline{\sigma}}^s = -\omega^2 \rho_{11} \underline{u} - \omega^2 \rho_{12} \underline{U} + j\omega \tilde{b}(\underline{u} - \underline{U}) \tag{2.1}$$

$$\text{div } \underline{\underline{\sigma}}^f = -\omega^2 \rho_{12} \underline{u} - \omega^2 \rho_{22} \underline{U} + j\omega \tilde{b}(\underline{u} - \underline{U}) \tag{2.2}$$

où u et U sont respectivement le déplacement macroscopique de la phase solide et de la phase fluide.

avec :

$$\rho_{11} = \rho_1 - \rho_{12} \quad (2.3)$$

$$\rho_{12} = -\phi\rho_0(\alpha_\infty - 1) \quad (2.4)$$

$$\rho_{22} = \phi\rho_0 - \rho_{12} \quad (2.5)$$

$$\rho_1 = (1 - \phi)\rho_s \quad (2.6)$$

où :

- ϕ , la porosité du milieu poreux
- α_∞ , la tortuosité du réseau poreux. Ce paramètre est lié à un effet de masse ajoutée. $1 < \alpha_\infty < 7$ ce qui implique que $\rho_{12} < 0$
- ρ_{11} et ρ_{22} , les masses volumiques apparentes de Biot respectivement des phases solide et fluide
- ρ_{12} , le coefficient de couplage inertiel entre les deux phases
- ρ_s , la masse volumique du matériau composant le squelette
- ρ_1 , la masse volumique de la phase solide
- ρ_0 , la masse volumique du fluide
- \tilde{b} , un coefficient d'amortissement visqueux complexe dépendant de la fréquence
- $\underline{\underline{\sigma}}^s$ et $\underline{\underline{\sigma}}^f$, les tenseurs partiels des contraintes macroscopiques de la phase solide et de la phase fluide

(2.1) et (2.2) peuvent se réécrire sous la forme :

$$\text{div } \underline{\underline{\sigma}}^s = -\omega^2(\tilde{\rho}_{11}\underline{u} + \tilde{\rho}_{12}\underline{U}) \quad (2.7)$$

$$\text{div } \underline{\underline{\sigma}}^f = -\phi\nabla p = -\omega^2(\tilde{\rho}_{12}\underline{u} + \omega^2\tilde{\rho}_{22}\underline{U}) \quad (2.8)$$

avec une expression des masses volumiques dynamiques complexes faisant intervenir le coefficient d'amortissement visqueux complexe \tilde{b} :

$$\tilde{\rho}_{11} = \rho_{11} + \frac{\tilde{b}}{j\omega} \quad (2.9)$$

$$\tilde{\rho}_{12} = \rho_{12} - \frac{\tilde{b}}{j\omega} \quad (2.10)$$

$$\tilde{\rho}_{22} = \rho_{22} + \frac{\tilde{b}}{j\omega} \quad (2.11)$$

Il est à noter que la prise en compte de la dissipation par effets visqueux se fait par l'intermédiaire du coefficient \tilde{b} et la prise en compte des effets d'inertie par l'intermédiaire des $\tilde{\rho}_{ij}$.

Le coefficient \tilde{b} s'obtient à partir de la porosité ϕ , la résistivité σ , et un facteur correcteur \tilde{G} traduisant le fait que l'écoulement dans les pores s'éloigne d'un écoulement de Poiseuille lorsque que la fréquence augmente :

$$\tilde{b} = \phi^2 \sigma \tilde{G} \quad (2.12)$$

avec

$$\tilde{G} = \sqrt{1 + j \frac{4\alpha_\infty^2 \eta \rho_0 \omega}{\sigma^2 \Lambda^2 \phi^2}} \quad (2.13)$$

où Λ représente la longueur caractéristique visqueuse et η la viscosité cinématique de l'air.

En dessous d'une certaine fréquence, appelée fréquence de découplage, l'onde d'origine fluide est considérée comme étant très fortement couplée à l'onde d'origine solide. Au dessus de cette fréquence, il y a un découplage partiel et l'onde de déplacement d'origine fluide peut être différente de l'onde d'origine solide. Cette fréquence est définie comme suit :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{\phi^2 \sigma}{\rho_1} \quad (2.14)$$

2.3.2 Relations contraintes-déformations

$$\underline{\underline{\sigma}}^s = (\tilde{A}\theta^s + \tilde{Q}\theta^f)\underline{\underline{I}} + 2\tilde{N}\underline{\underline{\epsilon}}^s \quad (2.15)$$

$$\underline{\underline{\sigma}}^f = -\phi p \underline{\underline{I}} = (\tilde{Q}\theta^s + \tilde{R}\theta^f)\underline{\underline{I}} \quad (2.16)$$

avec

- $\underline{\underline{I}}$, le tenseur unité
- $\underline{\underline{\epsilon}}^s$, le tenseur des déformations macroscopiques de la phase solide
- $\theta^s = \text{div } \underline{u}$ et $\theta^f = \text{div } \underline{U}$, les dilatations de la phase solide et de la phase fluide

- \tilde{A} , \tilde{Q} , \tilde{R} , les coefficients poroélastiques dynamiques complexes et \tilde{N} le module de cisaillement de BIOT :
- \tilde{A} correspond au premier coefficient de Lamé λ
- \tilde{Q} traduit le couplage entre les déformations de la phase fluide et les déformations de la phase solide
- \tilde{R} est le module d'incompressibilité du fluide occupant une fraction ϕ d'un volume unitaire du poreux
- \tilde{N} correspond au deuxième coefficient de Lamé μ . \tilde{N} est supposé indépendant de la fréquence et s'écrit sous la forme $N(1 + j\eta_p)$, η_p désignant l'amortissement structural de la matrice.

$$\tilde{A} = \frac{(1 - \phi)^2}{\phi} \tilde{K}_e + 2N(1 + j\eta_p) \frac{\nu}{(1 - 2\nu)} \quad (2.17)$$

$$\tilde{Q} = (1 - \phi) \tilde{K}_e \quad (2.18)$$

$$\tilde{R} = \phi \tilde{K}_e \quad (2.19)$$

\tilde{K}_e représente le module d'incompressibilité dynamique équivalent de l'air. C'est le coefficient qui tient compte des dissipations dues aux effets thermiques entre les deux phases.

Le modèle de Champoux-Allard fournit l'expression de \tilde{K}_e :

$$\tilde{K}_e = \frac{\gamma P_0}{\gamma - (\gamma - 1) \left[1 + \frac{8\eta}{j\Lambda'^2 B^2 \omega \rho_0} \tilde{G}' \right]^{-1}} \quad (2.20)$$

où γ est le rapport des chaleurs spécifiques de l'air, P_0 la pression atmosphérique, B^2 le nombre de Prandlt et Λ' est la longueur caractéristique thermique. \tilde{G}' est un facteur correctif thermique s'exprimant comme suit :

$$\tilde{G}' = \sqrt{1 + j \frac{\Lambda'^2 B^2 \rho_0 \omega}{16\eta}} \quad (2.21)$$

2.3.3 Nombres d'onde associés aux ondes de compression et de cisaillement

Les équations donnant les expressions des nombres d'onde de compression sont fournies par Allard [Allard, 1993] (page 130) :

$$K_{com1} = \sqrt{\frac{\omega^2}{2(\tilde{P}\tilde{R} - \tilde{Q}^2)}[\tilde{P}\tilde{\rho}_{22} + \tilde{R}\tilde{\rho}_{11} - 2\tilde{Q}\tilde{\rho}_{12} - \sqrt{\Delta}]} \quad (2.22)$$

$$K_{com2} = \sqrt{\frac{\omega^2}{2(\tilde{P}\tilde{R} - \tilde{Q}^2)}[\tilde{P}\tilde{\rho}_{22} + \tilde{R}\tilde{\rho}_{11} - 2\tilde{Q}\tilde{\rho}_{12} + \sqrt{\Delta}]} \quad (2.23)$$

avec $\tilde{P} = \tilde{A} + 2\tilde{N}$. Δ est donné par :

$$\Delta = (\tilde{P}\tilde{\rho}_{22} + \tilde{R}\tilde{\rho}_{11} - 2\tilde{Q}\tilde{\rho}_{12})^2 - 4(\tilde{P}\tilde{R} - \tilde{Q}^2)(\tilde{\rho}_{11}\tilde{\rho}_{22} - \tilde{\rho}_{12}^2) \quad (2.24)$$

Les ondes de compression se propagent simultanément dans le squelette et dans l'air saturant les pores. Afin de savoir dans quel milieu les ondes se propagent préférentiellement, on définit un coefficient μ_i représentant, pour chaque onde, le rapport de la vitesse du fluide sur la vitesse du squelette. Les μ_i s'écrivent comme suit :

$$\mu_i = \frac{\tilde{P}K_{comi}^2 - \omega^2\tilde{\rho}_{11}}{\omega^2\tilde{\rho}_{12} - \tilde{Q}K_{comi}^2} \quad (2.25)$$

L'équation donnant le nombre d'onde de cisaillement est donnée à la page 132 du livre d'Allard [Allard, 1993] :

$$K_{cis} = \sqrt{\frac{\omega^2}{\tilde{N}}\left(\frac{\tilde{\rho}_{11}\tilde{\rho}_{12} - \tilde{\rho}_{12}^2}{\tilde{\rho}_{22}}\right)} \quad (2.26)$$

2.3.4 Calcul de la puissance de dissipation par effet visqueux

La puissance moyenne dissipée par effet visqueux est obtenue à partir de la dérivation de la formulation variationnelle du domaine poroélastique en formulation (u,p). Elle est donnée par [Olny, X., 1999] :

$$\Pi_v = \frac{1}{2} \Im \left[\int_{\Omega_p} \frac{\phi^2}{\omega \tilde{\rho}_{22}} \nabla p \cdot \nabla p^* d\Omega - \omega^3 \int_{\Omega_p} \tilde{\rho} \underline{u} \cdot \underline{u}^* d\Omega - \omega \int_{\Omega_p} 2 \frac{\phi}{\tilde{\alpha}} \Re(\nabla p \cdot \underline{u}^*) d\Omega \right] \quad (2.27)$$

Le signe (*) représente le complexe conjugué et \Im est la partie imaginaire. Le gradient s'exprime ainsi : $\nabla p = \frac{\omega^2}{\phi} (\tilde{\rho}_{12} \underline{u} + \tilde{\rho}_{22} \underline{U})$. La masse volumique dynamique effective du squelette s'écrit comme suit : $\tilde{\rho} = \tilde{\rho}_{11} - \frac{\tilde{\rho}_{12}^2}{\tilde{\rho}_{22}}$. Enfin la tortuosité dynamique est introduite en référence au coefficient de dissipation visqueux \tilde{b} : $\tilde{\alpha} = \alpha_\infty - j \frac{\tilde{b}}{\omega \phi \rho_0}$.

2.4 Quatre configurations d'absorbeurs hybrides avec une mousse dans un tube

2.4.1 Présentation des stratégies

Le but de cette section est de présenter quatre configurations de contrôle hybride de l'absorption dans un tube afin de se donner des repères d'analyse sur les modes d'action. Pour chaque système, nous présenterons l'absorption "active" et la puissance de dissipation par effet visqueux. Nous entendons ici par absorption "active", l'absorption obtenue lorsque l'actionneur est en fonctionnement. Les deux précédentes grandeurs seront données en fonction de la phase et de l'amplitude du signal de contrôle en basses fréquences. Les différents systèmes seront ensuite comparés en fonction de leur absorption passive, de leur commande de contrôle optimale, de la puissance de dissipation par effet visqueux et de leur transparence acoustique si possible. A chaque fois, c'est l'onde réfléchie qui est minimisée. Pour le calcul de la transparence acoustique, l'extrémité du tube opposée à la source primaire sera considérée comme anéchoïque (tube infini).

La première stratégie consiste à coller une mousse sur un piston et de contrôler le déplacement du piston (figure 2.2). La deuxième stratégie est de fixer la mousse dans le tube et d'utiliser un piston dans la cavité arrière de la mousse (figure 2.3). La troisième stratégie est de contrôler le déplacement du squelette de la face arrière de la mousse tout en laissant les pores ouverts. Cette stratégie est d'abord envisagée en considérant une condition anéchoïque à l'arrière de la mousse pour pouvoir évaluer la transparence acoustique (figure 2.4). Toutefois, il n'est pas réaliste d'utiliser une mousse absorbante pour augmenter l'absorption devant une condition anéchoïque pour laquelle l'absorption est parfaite. En pratique, il y aura toujours une surface rigide derrière la mousse. La quatrième stratégie tient compte de cet aspect et nous considérerons une

cavité arrière finie par une surface infiniment rigide et donc ne transmettant aucun rayonnement (figure 2.5). Il n'est alors pas possible d'évaluer la transparence acoustique.

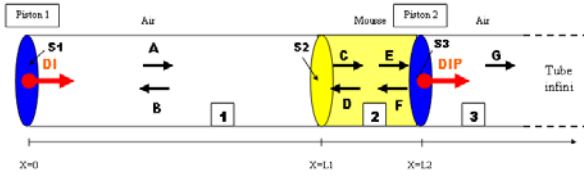


FIGURE 2.2 Configuration de mousse collée sur un piston

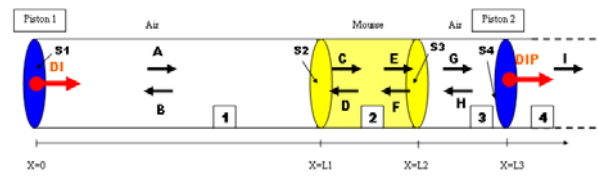


FIGURE 2.3 Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière

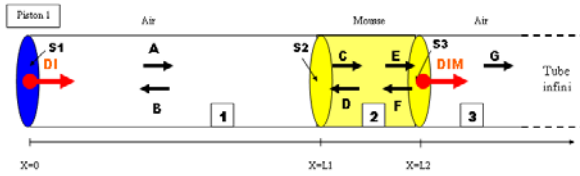


FIGURE 2.4 Configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque à l'arrière

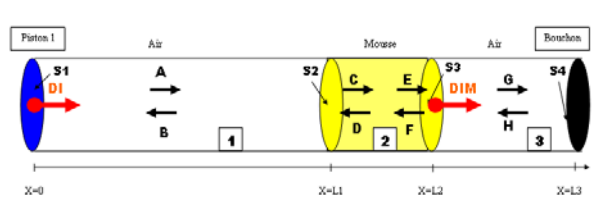


FIGURE 2.5 Configuration de mousse mobile avec une cavité arrière

Sur les figures 2.2 à 2.5, A et B représentent respectivement les amplitudes du déplacement particulière de l'onde incidente et réfléchi dans l'air du domaine 1. G et H celles du domaine 3. I représente l'amplitude de l'onde transmise au domaine 4 dans le cas de la stratégie de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière. C et D représentent les amplitudes incidente et réfléchi du déplacement du fluide et du squelette lié à l'onde de compression 1 (K_{com1}) dans la mousse (domaine 2). E et F représentent les amplitudes incidente et réfléchi des déplacements liés à l'onde de compression 2 (K_{com2}) de la mousse (domaine 2).

L'hypothèse d'onde plane est assumée. Compte tenu de la symétrie du problème, l'onde de cisaillement est considérée comme étant négligeable. Le problème est à une dimension et la mousse est considérée comme glissante sur les parois latérales du tube. La convention $exp(j\omega t)$ est employée.

La longueur L_1 a été fixé à 25cm. $L_2 - L_1$, l'épaisseur de la mousse est fixée à 5cm. La profondeur de la cavité arrière $L_3 - L_2$ est de 5cm (excepté pour la configuration de mousse mobile avec une condition anéchoïque arrière). La section du tube a été fixée $0.025cm^2$ (équivalent à un rayon de 2.82 cm) afin de respecter l'hypothèse d'onde plane jusqu'à 2000Hz. Le déplacement du piston primaire, DI, est fixé à 1 micron.

Le déplacement du piston secondaire DIP ou de la phase solide de la face arrière de la mousse DIM s'exprime en fonction du déplacement du piston primaire comme suit :

$$DIP \text{ ou } DIM = DIe^{(-jkL_1)}\beta \quad (2.28)$$

L'amplitude de β correspond au rapport de l'amplitude du déplacement de l'actionneur secondaire sur l'amplitude de déplacement du piston primaire. Pour une meilleure compréhension des phénomènes liés à la phase de l'actionneur nous avons pris le parti de ramener la référence de phase sur la surface avant de la mousse avec le facteur $e^{(-jkL_1)}$, afin de s'affranchir du déphasage dû à la propagation dans le tube. La phase de β correspond au déphasage entre le déplacement de l'actionneur secondaire et le déplacement des particules d'air sur la surface avant de la mousse.

2.4.2 Mise en équation du problème

Nous allons raisonner à partir des déplacements. Le déplacement particulaire du fluide dans le domaine 1 s'écrit comme suit :

$$U_1(x) = Ae^{(-jkx+j\omega t)} + Be^{(jkx+j\omega t)} \quad (2.29)$$

avec $k = \frac{\omega}{c}$, le nombre d'onde dans l'air.

Le déplacement macroscopique de la **phase solide** dans le domaine 2 s'écrit comme suit :

$$u_{2s}(x) = Ce^{(-jK_{com1}x+j\omega t)} + De^{(jK_{com1}x+j\omega t)} + Ee^{(-jK_{com2}x+j\omega t)} + Fe^{(jK_{com2}x+j\omega t)} \quad (2.30)$$

avec K_{com1} et K_{com2} , les nombres d'onde de compression dans le matériau poreux.

Le déplacement macroscopique de la **phase fluide** dans le domaine 2 s'écrit comme suit :

$$U_{2f}(x) = \mu_1(Ce^{(-jK_{com1}x+j\omega t)} + De^{(jK_{com1}x+j\omega t)}) + \mu_2(Ee^{(-jK_{com2}x+j\omega t)} + Fe^{(jK_{com2}x+j\omega t)}) \quad (2.31)$$

Où μ_1 et μ_2 représentent le rapport relatif des déplacements de la phase fluide par rapport au déplacement de la matrice solide pour les deux ondes de compression.

Le déplacement particulaire du fluide dans le domaine 3 s'écrit comme suit :

$$U_3(x) = Ge^{(-jkx+j\omega t)} + He^{(jkx+j\omega t)} \quad (2.32)$$

Le déplacement particulaire du fluide dans le domaine 4 s'écrit comme suit :

$$U_4(x) = Ie^{(-jkx+j\omega t)} \quad (2.33)$$

Les conditions limites propres à chaque système et permettant la résolution des systèmes linéaires associés à chaque configuration de contrôle présentées sur les figures 2.2 à 2.5 sont données en annexe A.

2.4.3 Caractéristiques de la mousse employée pour l'analyse

Dans l'analyse qui suit, nous avons fait le choix d'utiliser de la mélamine qui nous servira dans la suite de l'étude. Nous avons fait une hypothèse d'isotropie sur la mousse. Les caractéristiques de la mélamine et de l'air sont données dans le tableau 2.1.

paramètres	valeur	unités
ϕ	0.96	SU
σ	15300	$N.s.m^{-4}$
α_∞	1.02	SU
Λ	105.10^{-6}	m
Λ'	205.10^{-6}	m
ρ_1	9	$Kg.m^{-3}$
E	100000	$N.m^{-2}$
ν	0.4	SU
η_p	0.1	SU
T	25	$^{\circ}C$
P_{atm}	100000	Pa
ρ_0	1.18	$Kg.m^{-3}$

TABLE 2.1 Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine

La fréquence de découplage de cette mélamine est égale à :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \frac{\phi^2 \sigma}{\rho_1} = 249Hz \quad (2.34)$$

2.4.4 Configuration de mousse collée sur un piston

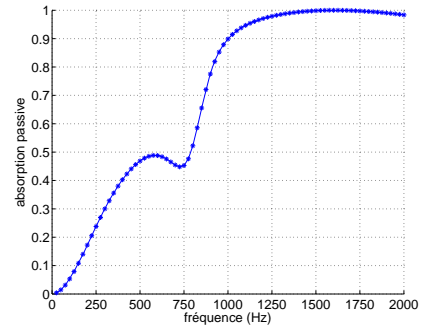
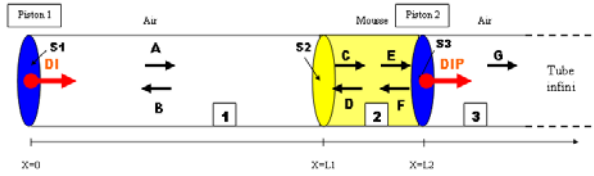


FIGURE 2.6 Configuration de mousse collée à un piston et son coefficient d'absorption passif (DIP=0)

La mousse est ici collée sur un piston mobile qui sert d'actionneur de contrôle. Les pores de la face arrière de la mousse sont donc bouchés par le piston. Ce type de configuration est une sorte de modèle simplifié des mousses adaptatives proposées par Fuller [Fuller *et al.*, 1994], c'est à dire une mousse collée sur une surface de PVDF. L'absorption passive du système est donnée par la figure 2.6.

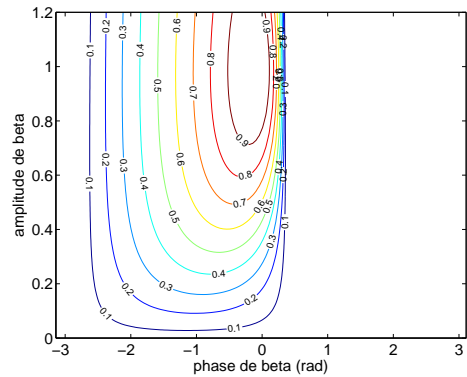
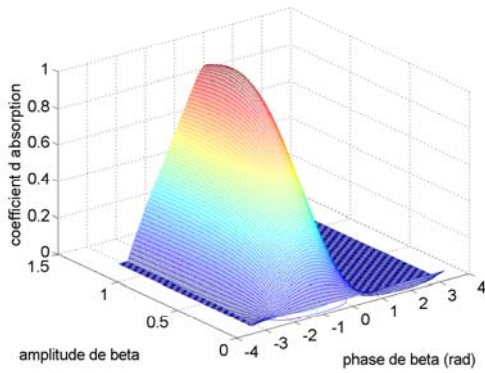


FIGURE 2.7 Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse collée sur un piston

Les figures 2.7 et 2.8 présentant le coefficient d'absorption et la puissance de dissipation par effet visqueux en fonction de l'amplitude et de la phase de β à **100Hz**, permettent d'illustrer le mode d'action associé à cette configuration. Ces figures indiquent que l'absorption est maximale quand l'amplitude de β est égale à 1 et que sa phase est proche de 0. Autrement dit l'absorption est maximale quand le déplacement du piston de contrôle est en phase et de même amplitude que le déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface de la mousse. La phase n'est pas tout à fait égale à 0 à cause de la propagation dans la mousse qui n'a pas été intégrée dans la

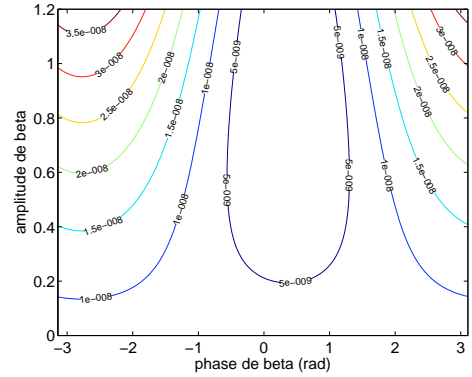
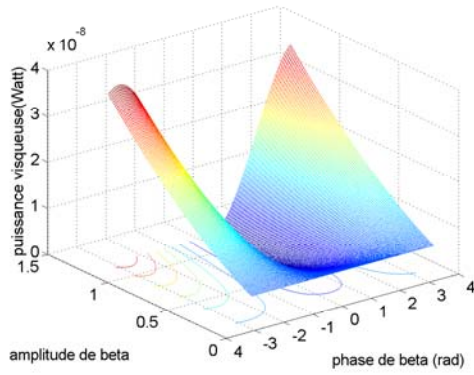


FIGURE 2.8 Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de β , pour la configuration de mousse collée sur un piston

compensation le calcul du β . D'autre part, on peut voir que pour une telle consigne la puissance de dissipation par effet visqueux est minimale.

Le mode d'action en basses fréquences pour la configuration de mousse collée sur un piston est de générer un déplacement du piston identique au déplacement particulaire de l'onde incidente. Ce mode d'action ne maximise pas la dissipation par effet visqueux.

2.4.5 Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière

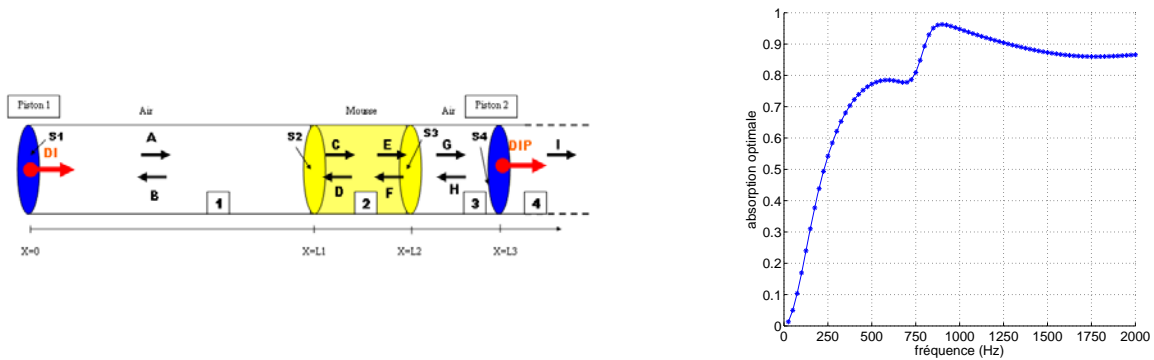


FIGURE 2.9 Configuration de mousse fixe (déplacement solide de la face arrière = 0) avec une cavité d'air arrière terminée par un piston et son coefficient d'absorption passif (DIP = 0)

Dans cette configuration, le déplacement de la phase solide sur la face arrière du poreux est fixé à 0. La face arrière de la mousse reste perméable et l'air circule dans les pores. Nous avons choisi de ne pas bloquer le déplacement de la phase solide dans tout le volume de la mousse

afin de laisser le comportement poroélastique s'exprimer. Le piston secondaire est placé dans la cavité arrière. Cette configuration pourrait être vue comme un modèle simplifié des cellules hybrides développées par M.A Galland [Galland *et al.*, 2005]. L'absorption passive du système est donnée par la figure 2.9.

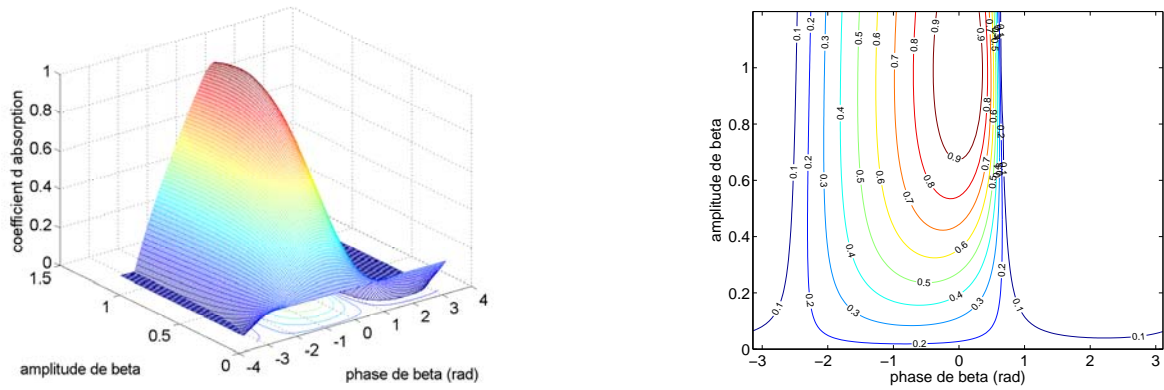


FIGURE 2.10 Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse fixe avec piston dans la cavité arrière

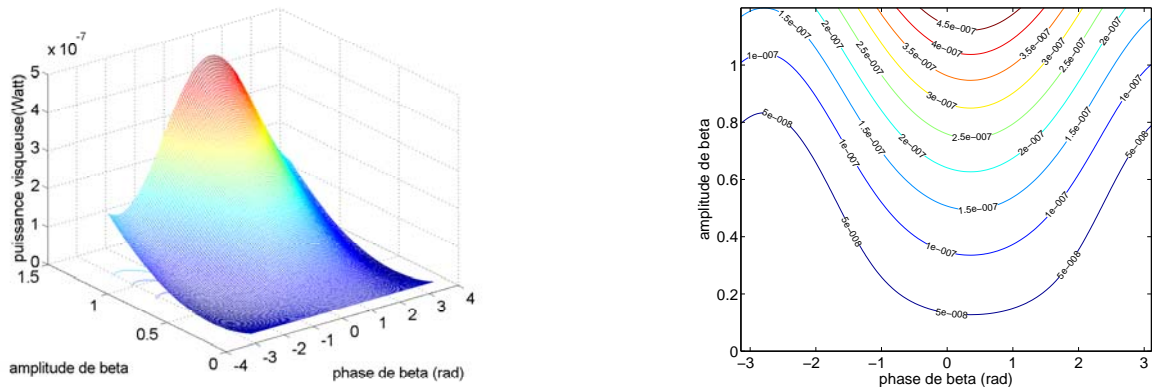


FIGURE 2.11 Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase de beta, pour la configuration de mousse fixe avec piston dans la cavité arrière

Les figures 2.10 et 2.11 présentent le coefficient d'absorption et la puissance de dissipation par effet visqueux en fonction de l'amplitude et de la phase de β à **100Hz**. Il apparaît ici que l'absorption est maximale quand l'amplitude de β est égale à 1 et sa phase proche de 0. Autrement dit le maximum d'absorption est obtenu quand le piston se déplace en phase avec l'air à la surface avant de la mousse et avec la même amplitude. D'autre part, on peut constater que la puissance de dissipation par effet visqueux est aussi maximale quand la phase de β est proche de zéro. La dissipation maximale n'est toutefois pas obtenue pour une phase nulle à cause de la propagation dans la mousse.

Dans les basses fréquences, le mode d'action pour la configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière est de générer grâce au piston un déplacement du fluide à la surface de la mousse identique au déplacement particulaire de l'onde incidente. Ce mode d'action engendre une maximisation de la dissipation par effet visqueux dans le poreux.

2.4.6 Configuration de mousse mobile avec une condition anéchoïque à l'arrière

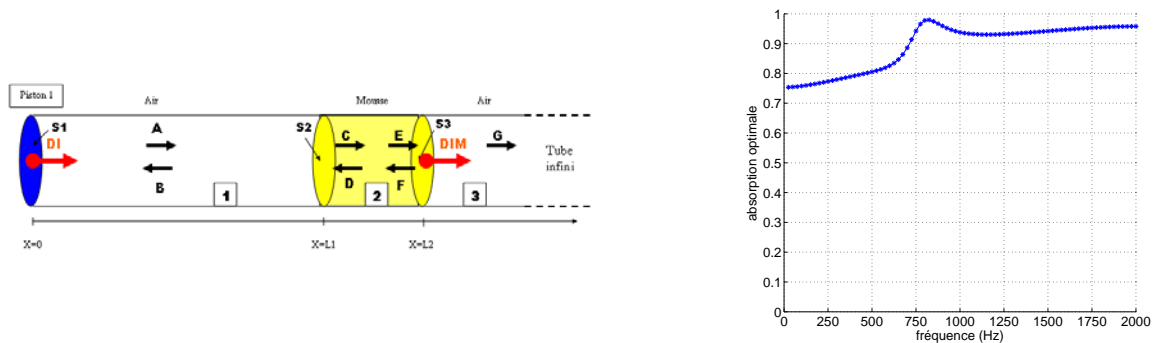


FIGURE 2.12 Configuration de mousse mobile (imposition du déplacement de la phase solide de la face arrière) avec une condition anéchoïque à l'arrière et son coefficient d'absorption passif (DIM = 0)

L'idée est ici de s'imposer un déplacement de la mousse sans pour autant fermer les pores. La configuration présentée ici consiste en une mousse dont on cherche à contrôler le déplacement de la phase solide de la face arrière. Une condition d'anéchoïcité est posée à l'arrière de la mousse afin de pouvoir évaluer ultérieurement sa transparence. Cette condition d'anéchoïcité n'est pas réaliste d'un point de vue pratique puisqu'il n'y aurait aucun intérêt à rajouter une mousse devant une surface parfaitement absorbante pour faire de l'absorption, mais elle permet toutefois de donner des indications sur le comportement d'un tel système. La réalisation pratique de l'imposition du déplacement de la phase solide de la face arrière de la mousse pourrait s'envisager en utilisant un grillage ou un PVDF troué par exemple. Ce type de système n'a pour l'instant pas été réellement étudié dans la littérature. L'absorption passive du système est donnée par la figure 2.12

Les figures 2.13 et 2.14 présentent le coefficient d'absorption et la puissance de dissipation par effet visqueux en fonction de l'amplitude et de la phase de β à 100Hz. L'absorption est maximale quand le déplacement de la mousse est en phase et égale au déplacement particulaire de l'air sur la surface avant de la mousse. D'autre part, pour une telle consigne, la puissance de dissipation par effet visqueux est minimale. Il semble donc que la mousse tende à se déplacer

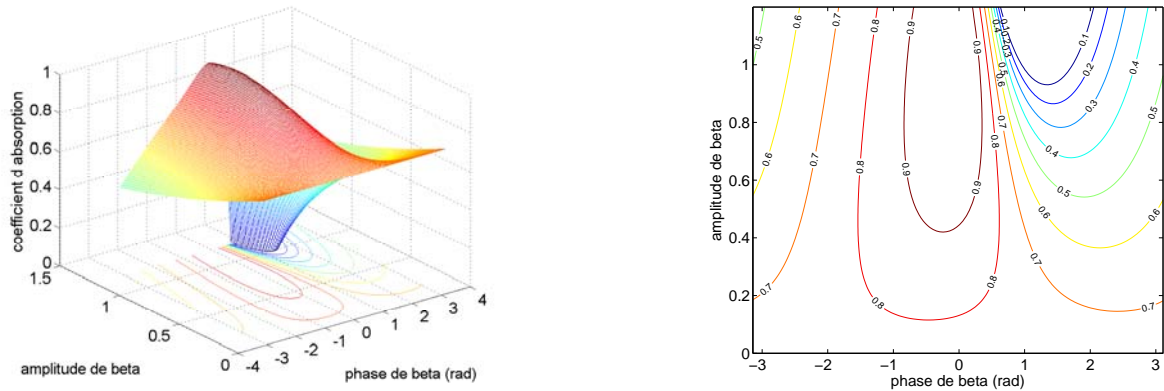


FIGURE 2.13 Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque dans la cavité arrière

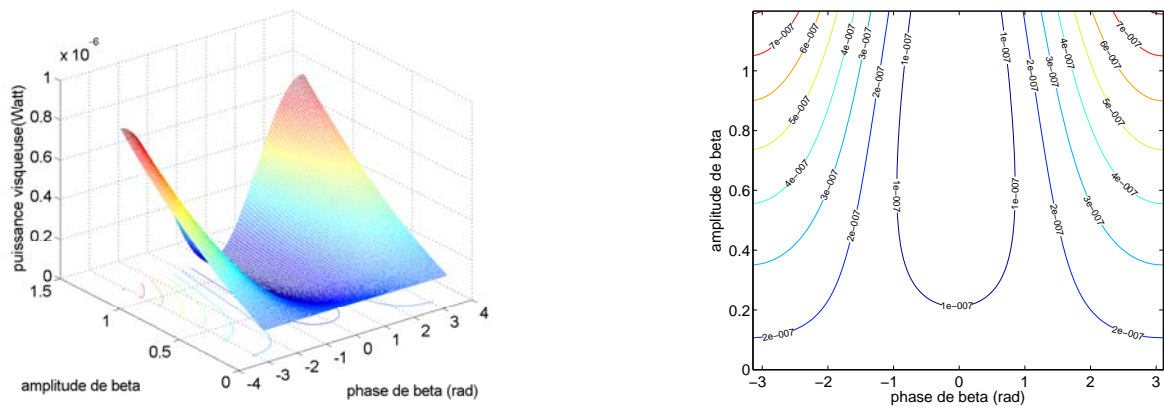


FIGURE 2.14 Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque dans la cavité arrière

de façon à n'opposer aucune résistance à l'onde incidente. La puissance de dissipation par effet visqueux est minimale ce qui indique que le rapport de vitesse entre la phase solide et la phase fluide est faible.

Dans les basses fréquences, le mode d'action pour la configuration de mousse mobile avec une condition anéchoïque à l'arrière est de générer un déplacement de la phase solide du poreux en phase et de même amplitude avec le déplacement particulaire de l'onde incidente. Ce mode d'action ne maximise pas la dissipation par effet visqueux dans le poreux. Il est assez similaire au mode d'action d'une mousse collé sur un piston.

2.4.7 Configuration de mousse mobile avec cavité arrière de 5cm de profondeur

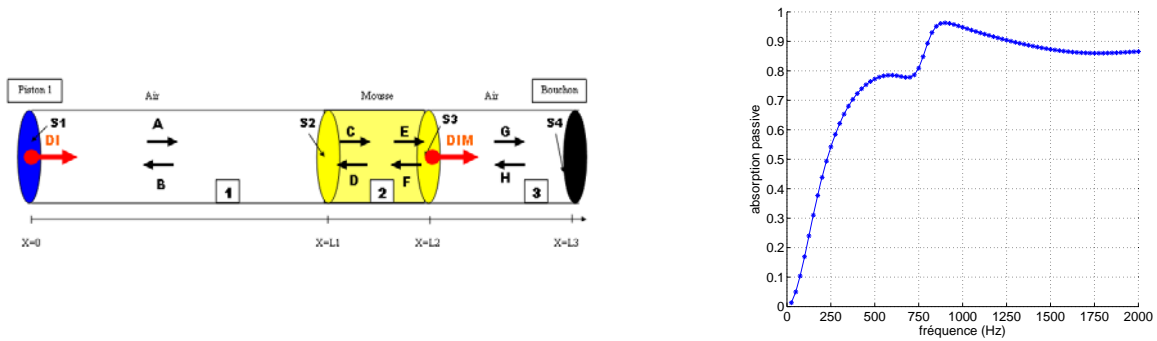


FIGURE 2.15 Configuration de mousse mobile (imposition du déplacement de la phase solide de la face arrière) avec une cavité d'air arrière et son coefficient d'absorption passif (DIM = 0)

Cette configuration est un cas plus réaliste du principe de contrôle du déplacement de la phase solide du poreux. On cherche ici à contrôler le déplacement de la phase solide de la face arrière d'un poreux, à l'arrière duquel il y a une cavité d'air de 5 cm de profondeur. L'absorption passive du système est donnée par la figure 2.15. Elle est identique à celle de la configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière.

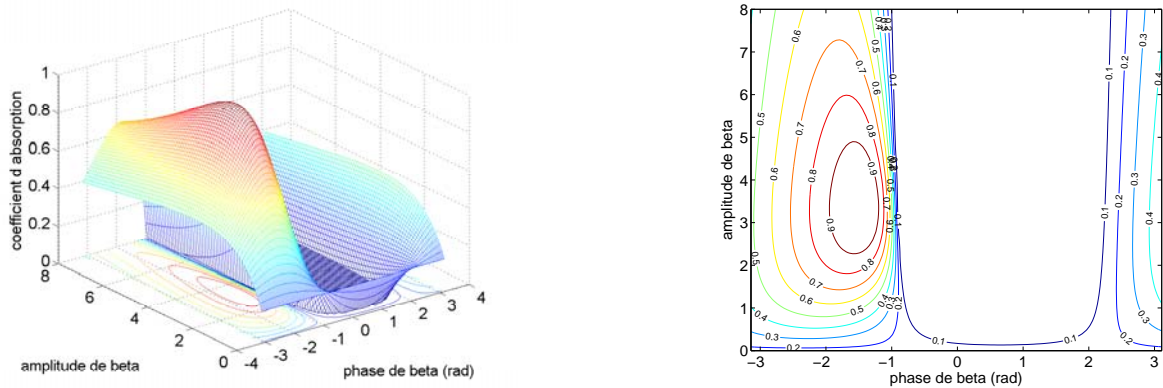


FIGURE 2.16 Absorption à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec une cavité arrière de 5cm de profondeur

Les figures 2.16 et 2.17 présentent le coefficient d'absorption et la puissance de dissipation par effet visqueux en fonction de l'amplitude et de la phase de β à 100Hz. Le mode d'action est plus délicat à analyser. L'absorption est maximale quand l'amplitude de β est de 3 et la phase proche de $-\pi/2$. La puissance de dissipation par effet visqueux est maximale quand la phase de β est proche de $-\pi$. Toutefois, la puissance de dissipation par effet visqueux semble dépendre assez peu de la phase de β .

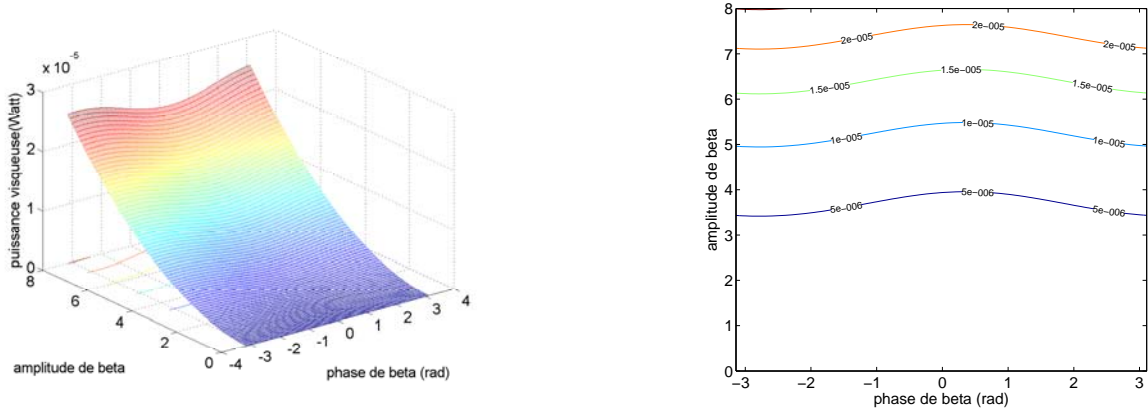


FIGURE 2.17 Puissance de dissipation par effet visqueux à 100Hz en fonction de l'amplitude et de la phase corrigée de beta, pour la configuration de mousse mobile avec une cavité arrière de 5cm de profondeur

Plaçons nous dans la cavité arrière. Aux basses fréquences, l'amplitude de déplacement de l'onde transmise G est pratiquement égale à l'amplitude de l'onde incidente dans la cavité avant A . Comme la réflexion est parfaite dans la cavité arrière, le déplacement associé à l'onde réfléchie H est déphasé de π par rapport à G . Le déplacement de l'onde incidente et celui de l'onde réfléchie sur la surface avant de la mousse sont donc quasiment de même amplitude et déphasé de $\pi + \epsilon_p$. Si on considère un déplacement incident réel d'amplitude 1 à la surface avant du poreux, le déplacement total peut s'exprimer ainsi : $(1 + (1 - \epsilon_a) * (\exp(j * (\pi - \epsilon_p))))$. ϵ_p représente 2 fois le temps de propagation de l'onde traversant la mousse et la cavité arrière. Il dépend de la fréquence et de la profondeur de la cavité. ϵ_a témoigne de la dissipation dans la mousse. ϵ_a et ϵ_p sont nécessairement petits dans les basses fréquences pour une petite cavité. Le déplacement particulière du fluide est d'autant plus petit que ϵ_a et ϵ_p sont petits. Or la dissipation par effet visqueux, qui est principalement responsable de l'absorption passive, est d'autant plus faible que le déplacement particulière du fluide et donc le déplacement relatif de la phase fluide par rapport à la phase solide sont petits. C'est la raison principale qui explique pourquoi un poreux placé proche d'une surface immobile absorbe très peu aux basses fréquences.

Quand ϵ_a et ϵ_p sont petits (basses fréquences et petite cavité arrière), la phase du déplacement particulière total à la surface avant du poreux par rapport à l'onde incidente est proche de $\pi/2$.

Pour qu'il y ait une absorption totale, il faut que le déplacement total à la surface avant de la mousse soit en phase et de même amplitude que le déplacement particulière de l'onde incidente. Sachant qu'une onde incidente engendre un déplacement total du poreux en retard

de $\pi/2$ par rapport à cette onde incidente, le déplacement de squelette de la mousse, qui a pour but d'engendrer un déplacement total (fluide+solide) en phase avec le déplacement de l'onde incidente, doit être en avance de $\pi/2$ par rapport à l'onde incidente (soit une phase de $-\pi/2$ par rapport à l'onde incidente).

En ce qui concerne l'amplitude élevée de β , il faut considérer le fait qu'à 100Hz, on se trouve en dessous de la fréquence de découplage de la mélamine qui est à 249Hz. À 100Hz, le squelette de la mélamine a du mal à entraîner le fluide saturant les pores. D'autre part, la proximité de la paroi arrière engendre une impédance de cavité arrière importante qui limite la capacité de la mousse à déplacer les molécules d'air. Il faut donc un déplacement relativement important du squelette pour déplacer le fluide.

Ces grands déplacements de la phase solide, nécessaires pour entraîner la phase fluide, se traduisent par une puissance de dissipation importante qui dépend peu de la phase de l'onde incidente.

D'après les explications formulées en amont, il est clair que le β optimal dépend beaucoup de la profondeur de la cavité arrière et de l'épaisseur de la mousse.

Le mode d'action pour la configuration de mousse mobile avec une cavité arrière est de générer un déplacement de la phase solide du poreux capable d'engendrer un déplacement total (fluide+squelette) identique au déplacement particulaire incident du fluide à la surface du poreux. Ceci induit une dissipation par effet visqueux dans le poreux relativement élevée due à l'amplitude importante de déplacement de la phase solide nécessaire pour déplacer la phase fluide dans les basses fréquences, à cause de la proximité de la condition de déplacement nul sur la face arrière de la cavité arrière.

2.4.8 Comparaison des 4 configurations

Intéressons nous premièrement à la comparaison des absorptions passives des 4 systèmes (figure 2.18). Les 4 configurations comportent des mousses de même type (mélamine) et de même épaisseur (5cm) et pourtant les absorptions passives sont différentes. L'absorption passive des configurations 2 et 4 est identique car les configurations sont identiques d'un point de vue passif. Le premier mode de compression de la mousse observable sur les courbes d'absorption apparaît à la même fréquence pour toutes les configurations et correspond à un mode de compression de

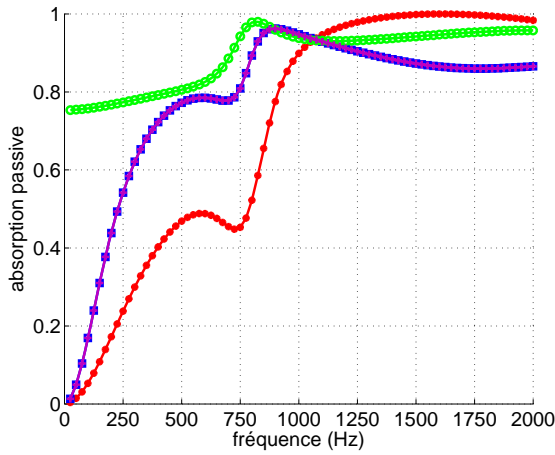
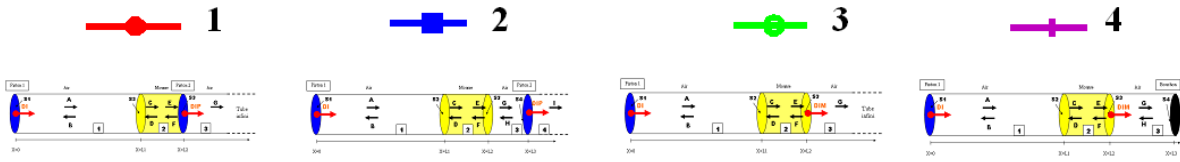


FIGURE 2.18 Comparaison des absorptions passives

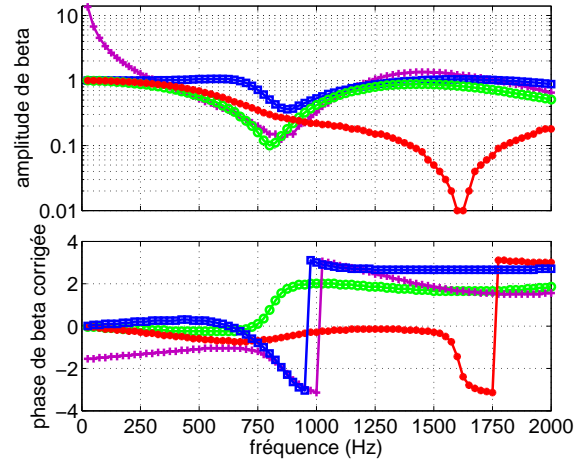


FIGURE 2.19 Comparaison des consignes de contrôle optimales

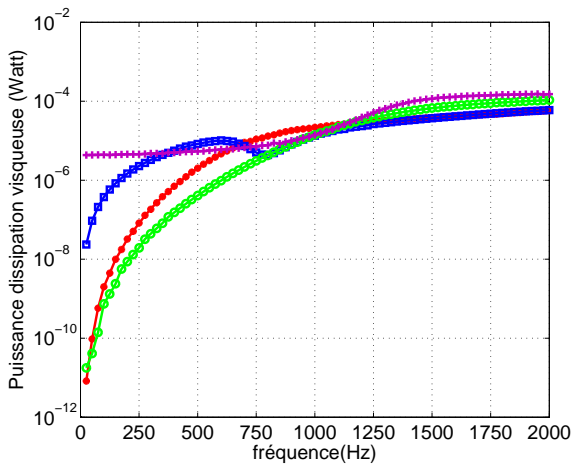


FIGURE 2.20 Comparaison des puissances dissipées par effet visqueux

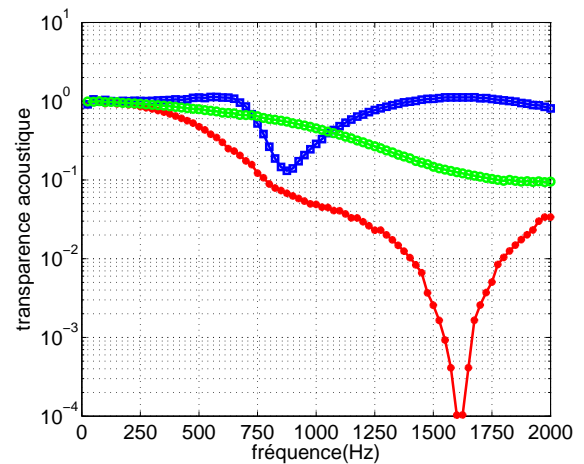


FIGURE 2.21 Comparaison des transparences acoustiques

la phase solide. Il est directement lié à l'épaisseur et à la rigidité de la mousse de mélamine.

Dans les basses fréquences, en dessous de 1000Hz, l'absorption passive du système 3 est supérieure à celle des systèmes 2 et 4 qui est supérieure à celle du système 1. Dans le cas du système 3, la condition d'anéchoïcité fait que l'absorption aux basses fréquences est très bonne

puisque l'onde qui traverse le poreux, n'est pas réfléchi dans la cavité arrière et ne retransverse pas le poreux.

Dans les basses fréquences, l'absorption des systèmes 2 et 4 est supérieure à l'absorption du système 1, car dans le cas des systèmes 2 et 4, la mousse n'est pas collée à la surface. En dehors des modes de résonance, l'absorption passive dépend essentiellement de la dissipation par effet visqueux, qui dépend de la différence de vitesse entre les particules fluides et le squelette. Quand la mousse est collée sur une surface immobile, la pression est maximale dans la partie de la mousse proche de la surface et la vitesse des particules est très faible. La vitesse du fluide est maximale à une distance de la surface immobile correspondant au quart de la longueur d'onde (résonateur quart d'onde). Considérons le système 1. Le quart de la longueur d'onde fluide dans le poreux est égale à 5cm à 850Hz. Donc à partir de 850Hz, la zone où la vitesse du fluide est maximale rentre dans le poreux et l'absorption est importante et tend à augmenter avec la fréquence. L'absorption diminue à partir de 1700Hz, fréquence qui correspond à une demi longueur d'onde de 5cm. Cela correspond à l'absorption maximale car le quart de la longueur d'onde correspond à 2.5 cm soit exactement le milieu de la mousse. Considérons maintenant les systèmes 2 et 4. Le maximum d'absorption est obtenu à 900Hz. À cette fréquence, le quart de la longueur d'onde correspondant à la propagation de l'onde fluide dans l'air et la mousse est égale à 7.5cm et la vitesse du fluide est donc maximale au milieu de la mousse. Quand la mousse est placée à une distance inférieure au quart de la longueur d'onde, plus la mousse est proche de la surface et moins elle absorbe. Ceci explique pourquoi l'absorption du système 1 est inférieure à celle des systèmes 2 et 4 en dessous de 850Hz. À partir de 2500Hz, l'absorption des systèmes 2 et 4 redeviendra supérieure à l'absorption du système 1.

Intéressons nous maintenant à la comparaison des commandes optimales (figure 2.19). Les commandes optimales, exprimées par l'intermédiaire de β , permettent l'obtention d'une absorption parfaite, c'est à dire d'un coefficient d'absorption de 1 quelque soit la configuration. En dessous de 250Hz, l'amplitude et la phase de β des systèmes 1, 2 et 3 sont quasiment identiques. Ce β traduit le fait que le déplacement de l'actionneur (mousse ou piston) est de même amplitude et en phase avec le déplacement particulaire de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse. L'amplitude de β correspondant au système 4 est quant à elle d'autant plus importante que l'on va vers les basses fréquences. Une explication a été apportée sur ce point dans la section précédente.

Au dessus de 250Hz, on peut constater que les amplitudes des commandes optimales des systèmes 3 et 4 sont très proches, alors que les phases diffèrent dans leur comportement. L'in-

flexion sur l'amplitude et la phase est due au mode de compression. Toutefois ce mode a une influence tout à fait différente sur le mode d'action associés des deux systèmes. Il favorise l'absorption puisque l'amplitude de β diminue autour de la fréquence correspondante. L'amplitude de β du système 2 diffère des systèmes 3 et 4 entre 250Hz et 1000Hz mais est relativement identique au dessus de 1000Hz. C'est le système qui nécessite l'amplitude de contrôle la plus importante entre 250Hz et 1000Hz. Dans cette configuration, le piston doit se déplacer plus pour déplacer l'air à travers la mousse qui oppose une certaine résistance due à la dissipation par effet visqueux. L'amplitude du β correspondant au système 1 est plus importante que celle des systèmes 3 et 4 entre 250Hz et 1000Hz, mais largement inférieure au dessus de 1000Hz. Il y a un creux important à 1500Hz. Ce creux correspond à la fréquence de demi longueur d'onde équivalente à l'épaisseur de la mousse engendrant une vitesse maximale du fluide au milieu de la mousse. Le mode en quart de longueur d'onde n'influe pas ici puisque l'on agit à la fois sur les phases solide et fluide du poreux.

Si on s'intéresse à la comparaison des performances des différents systèmes en regard de la minimisation du déplacement de l'actionneur, le classement suivant peut être établi. En dessous de 250Hz, les actionneurs de type 1, 2 et 3 sont équivalents. Entre 250Hz et 1000Hz, les systèmes 3 et 4 sont les plus performants devant les systèmes 1 et 2. Au delà de 1000Hz, c'est le système 1 le plus efficace.

Intéressons nous maintenant à la comparaison des puissances de dissipation par effet visqueux (figure 2.20). Il y a deux zones importantes : en dessous de 850Hz, où les puissances dissipées varient considérablement d'une configuration à une autre et au dessus de 850Hz, où les puissances sont quasiment équivalentes pour chaque système. En dessous de 850Hz, les systèmes peuvent être classés en ordre croissant de puissance de dissipation : ce qui donne dans l'ordre les systèmes 3, 1, 2 et 4. Le système 4 a une puissance de dissipation importante à cause de la difficulté de déplacer le fluide dans cette configuration et de l'amplitude importante du déplacement du squelette pour obtenir le déplacement fluide désiré. Le système 2 dissipe aussi beaucoup dans les basses fréquences, car la vitesse du fluide dans les pores est égale à celle de l'onde incidente à la surface alors que la matrice est quasiment immobile. Les systèmes 1 et 3 ne favorisent absolument pas la dissipation par effet visqueux. Dans le cas du système 1, le fluide et le squelette se déplacent en phase et dans le cas du système 3, le squelette se déplace aussi en phase avec le fluide et avec une amplitude voisine.

La comparaison des transparences acoustiques (figure 2.21) renseigne sur la transmission acoustique des systèmes et donc sur leur capacité d'isolation. Ceci relativise les informations

fournies par la courbe de comparaison des dissipations par effet visqueux (figure 2.20). Au dessous de 250Hz, les systèmes sont équivalents et leur transparence est très proche de 1. Au dessus de 250Hz, le système 1 a une transparence bien plus faible que les autres systèmes. Dans le cas, du piston collé sur une mousse, le piston se déplace uniquement avec une amplitude correspondant à l'amplitude de l'onde incidente non absorbée passivement. Dans le cas du système 2, le piston se déplace de manière à ce que le déplacement du fluide dans la mousse soit équivalent au déplacement particulaire de l'onde incidente à la surface. Bien que les amplitudes de déplacement des actionneurs des systèmes 2 et 3 soient équivalentes, le système 3 a une transparence bien moindre due au fait que l'amplitude du déplacement fluide engendrée par le déplacement du squelette est moins importante que celle d'un piston. Il faut bien avoir conscience que les mécanismes de contrôle maximisant l'absorption acoustique n'ont rien à voir avec ceux qui permettraient de minimiser la transmission acoustique.

2.5 Synthèse des modes d'action

Le système 1, formé par une mousse collée sur un piston, agit comme un piston seul aidé par l'absorption passive de la mousse. Le piston est en phase avec l'onde incidente et l'amplitude de déplacement diminue avec l'augmentation de l'absorption passive de la mousse. Autrement dit, plus la dissipation par effet visqueux passive du système augmente et moins le piston doit se déplacer. La transparence acoustique du système est directement liée à l'amplitude de déplacement du piston et correspond à une transmission de l'onde acoustique qui n'est pas dissipée passivement dans le poreux.

Le système 2, formé d'une mousse dont on bloque le déplacement de la phase solide à l'arrière et d'un piston dans la cavité arrière, agit de manière à pomper l'onde incidente à travers le poreux. Ce système bénéficie très peu de l'absorption passive du poreux. Il tend à maximiser la dissipation par effet visqueux du poreux dans les basses fréquences. L'amplitude de déplacement du piston et donc la transparence acoustique du système sont relativement importantes car le piston agit de manière à engendrer un déplacement total dans la mousse équivalent à celui de l'onde incidente.

Le système 3, formé d'une mousse dont on actionne le déplacement de la phase solide de la mousse sur la face arrière avec une condition d'anéchoïcité à l'arrière, agit de manière à ce que le déplacement du squelette et du fluide saturant les pores à la surface de la mousse soit

équivalent au déplacement de l'onde incidente. Comme le déplacement du fluide à l'intérieur des pores est déjà équivalent à celui de l'onde incidente, le squelette doit bouger avec la même amplitude et la même phase que l'onde incidente. La transparence acoustique du système est assez importante et la puissance de dissipation par effet visqueux est faible.

Le système 4 agit de manière à obtenir un déplacement total à la surface de la mousse équivalent au déplacement de l'onde incidente. Compte tenu de la réflexion due à la cavité arrière, le déplacement du squelette doit être très important dans les basses fréquences pour obtenir un déplacement fluide de l'ordre de grandeur de celui de l'onde incidente. Pour une cavité arrière de faible épaisseur, le déplacement du squelette est quasiment en quadrature de phase avec le déplacement de l'onde incidente ce qui augmente la dissipation par effet visqueux dans le poreux.

2.6 Conclusion

Cette étude nous a permis de faire ressortir les modes d'action de 4 configurations hybrides de base. Pour une épaisseur de mousse équivalente, il apparaît que les performances relatives à l'amplitude de déplacement de l'actionneur ($abs(\beta)$) et à la transparence acoustiques sont très différentes d'un système à un autre. Pour un encombrement deux fois moins important, le système 1 apparaît comme étant le plus performant. Dans les basses fréquences, l'amplitude de déplacement de l'actionneur du système 1 est équivalente aux autres systèmes, sauf le système 4, dont l'amplitude est particulièrement importante. Les transparences acoustiques dans les basses fréquences sont aussi similaires. Au dessus de 250Hz, le système 1 est plus performant que le système 2 en ce qui concerne l'amplitude de l'actionneur avec une amplitude inférieure. Il est moins performant que les systèmes 3 et 4 en ce qui concerne l'amplitude de l'actionneur avec une amplitude supérieure. Au dessus de 250Hz, il est meilleur que les autres systèmes en terme de transparence acoustique. Au dessus de 1000Hz, il surpasse tous les autres systèmes.

Le système 1, qui correspond à une configuration de mousse adaptative simplifiée, semble donc particulièrement intéressant pour une application de contrôle de l'absorption compte tenu du faible déplacement nécessaire à l'actionneur et de sa faible transparence acoustique.

Avec un modèle analytique comme celui qui vient d'être utilisé, seules des configurations géométriques simples peuvent être modélisées (pavé de mousse, piston, tube...). Dans le but

d'étudier en détail et d'optimiser le comportement des mousses adaptatives ayant des géométries complexes, il est indispensable de passer à une modélisation générale capable de supporter des structures et des géométries complexes. Seul un modèle éléments finis est capable de répondre à ces exigences.

CHAPITRE 3

UN MODÈLE ÉLÉMENTS FINIS GÉNÉRAL DE MOUSSE ADAPTATIVE

3.1 Le concept de mousse adaptative et les contraintes associées à la modélisation

Le concept de mousse adaptative que nous allons utiliser par la suite repose sur l'utilisation d'une mousse de mélamine sur laquelle est collé un film de PVDF. Le PVDF a une forme courbe permettant de transformer les déplacements de type membrane du PVDF (dans le plan du film) en déplacements radiaux (normaux au film) capables de mouvoir la mousse dans la direction de propagation des ondes.

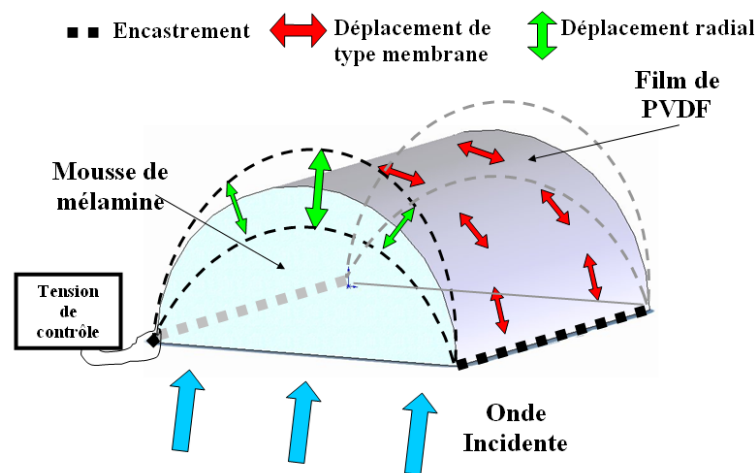


FIGURE 3.1 Schématisation du fonctionnement d'une mousse adaptative

La modélisation des mousses adaptatives est particulièrement complexe car elle impose la prise en compte de phénomènes de couplages impliquant des matériaux aux comportements très différents. L'utilisation de méthodes numériques comme la méthode des éléments finis, est incontournable pour la modélisation des matériaux hybrides actif/passif quand on traite des

structures ayant des géométries complexes.

Les longueurs d'onde associées à chaque milieu constitutif d'une mousse adaptative (élastique, piézoélectrique, poroélastique et fluide) sont très différentes. Ces différences doivent être prises en compte dans l'élaboration d'un modèle complet et posent une contrainte importante en terme de maillage. Il n'y a pas de critère simple pouvant déterminer la taille optimale du maillage d'un modèle intégrant ces différents milieux. Le seul critère valable est d'avoir au moins 4 éléments quadratiques par longueur d'onde pour la plus petite longueur d'onde de la structure. Cette question sera traitée dans l'élaboration des maillages des mousses adaptatives servant à la validation du modèle.

D'autre part, la réalisation pratique des mousses adaptatives impose de nombreuses contraintes et l'obligation de faire des choix judicieux. Pour la réalisation de maquettes prospectives, nous avons choisi d'utiliser de la mousse de mélamine. Ce choix a été motivé par le fait que la mousse de mélamine est un des matériaux absorbants les plus performants sur le marché et dont la masse volumique est parmi les plus faibles. C'est en outre, un matériau couramment utilisé dans l'industrie aéronautique répondant aux normes de sécurité. Toutefois, il est apparu assez rapidement que la mousse de mélamine dont nous disposions était fortement orthotrope et il a donc fallu adapter le modèle numérique en conséquence en faisant l'hypothèse que le comportement orthotrope n'affectait que la partie élastique. Le détail du modèle orthotrope est donné dans la présentation des éléments poreux.

Le collage du film de PVDF sur la mousse de mélamine est un problème majeur aussi bien du point de vue de la réalisation pratique que du point de vue de la modélisation. Si on considère la réalisation pratique du collage, deux contraintes se posent. La première réside dans la très forte porosité de la mousse de mélamine ($\phi = 0.96$) empêchant un collage correct du PVDF. La deuxième est une conséquence indirecte de la forte porosité et réside dans l'impossibilité de contrôler l'épaisseur de la colle pénétrant dans les pores et l'effectivité du collage. Pour palier ce problème nous avons préparé la surface de la mousse avec un film thermocollant très fin. La mélamine a l'avantage de résister très bien à la chaleur. Le film thermocollant permet de boucher les pores de la mousse et offre une surface lisse plus propice au collage. Le collage a été réalisé avec un scotch double face très puissant. Les spécialistes de la modélisation s'accordent généralement sur le fait que la modélisation des collages est particulièrement délicate et constitue une source d'incertitude majeure des modèles. Le comportement mécanique est très variable d'une colle à l'autre. La colle peut avoir un comportement visqueux ou au contraire être très rigide. Les paramètres mécaniques de la couche adhésive sont très difficiles à évaluer. Nous avons pris

le parti de modéliser le collage avec des éléments élastiques isotropes 2D. C'est une hypothèse simplifiant grandement le modèle, mais introduisant un certain nombre d'imprécisions comme on le verra dans la suite. Une hypothèse importante est que la fibre neutre de la couche adhésive est confondue avec la fibre neutre du film de PVDF. La couche adhésive est donc modélisée comme un ajout de masse et de raideur sur le film PVDF. Cette hypothèse peut se justifier par le fait que l'épaisseur totale du multicouche formée par le film thermocollant, le scotch double face et le film PVDF est de l'ordre de 0.2 mm.

La forme des actionneurs est très importante pour l'efficacité de la mousse adaptative. Généralement de forme courbe, les films PVDF nécessitent des éléments capables de rendre compte précisément des contraintes et déformations de cisaillement. Nous nous sommes posés la question de savoir s'il était possible de modéliser le film PVDF avec des éléments solides quadratiques, mais les modèles ont montré qu'il fallait environ 10 fois plus d'éléments solides que d'éléments de plaque pour converger. Le film PVDF est donc modélisé à l'aide d'éléments de plaque 2D obtenus par réduction des éléments 3D. La géométrie courbe peut être assez bien approchée avec un nombre adéquat d'éléments de plaque. On utilise une modélisation de coque à facette plane. D'autre part, les formes courbes impliquent en général que les modes les moins énergétiques (basses fréquences) soient des modes d'ordre élevé. Il est donc nécessaire d'avoir des maillages relativement fins pour rendre compte des déformations réelles des films PVDF courbés.

Le PVDF étant modélisé avec des coques à facette plane, un problème numérique lié à l'étanchéité du PVDF se pose. En effet, du point de vue du maillage, les noeuds de la coque piézoélectrique sont les mêmes que les noeuds de surface de l'élément poroélastique et de l'élément fluide en contact avec le PVDF. Il y a donc une continuité numérique de la pression entre la mousse et le fluide. Ceci ne rend pas compte de l'étanchéité du PVDF. Nous avons donc dû développer un élément spécial que nous appelons "élément d'étanchéité". La technique repose sur les multiplicateurs de Lagrange et consiste à lier les degrés de liberté de déplacement de la mousse et du PVDF tout en dissociant les degrés de liberté de pression de poreux et du fluide de chaque côté du PVDF.

Les éventuelles fuites entre la partie avant et la partie arrière de la mousse ou encore entre le PVDF et la mousse constituent un phénomène assez complexe à prendre en compte car difficilement mesurable. Ces fuites peuvent affecter le débit des mousses adaptatives et leur absorption passive en basses fréquences. Nous avons testé certains modèles comportant des fuites, toutefois, la taille et la position des fuites étant difficilement mesurables du point de vue expérimen-

tal, nous avons donc fait l'hypothèse d'une modélisation sans fuite et nous avons repoussé cette problématique dans le domaine des incertitudes.

Enfin la modélisation des conditions limites pose de nombreux problèmes. Les spécialistes des matériaux poreux savent à quel point les conditions limites peuvent changer le comportement d'un matériau poroélastique. La modélisation des conditions limites n'a pu être faite sans approximation. Cette question fera l'objet d'une section dans la partie de validation.

3.2 Présentation du modèle

Un modèle éléments finis 3D de mousse adaptative est présenté dans ce chapitre. Ce modèle prédit le comportement acoustique et structural de matériaux couplés tels que les matériaux piézoélectriques (solide et plaque), les matériaux élastiques (solide et plaque), les matériaux poroélastiques et les fluides non visqueux. La modélisation du domaine poroélastique utilise la formulation (u,p) développée par Atalla et al [Atalla *et al.*, 1998], [Atalla *et al.*, 2001] permettant un couplage direct avec les matériaux élastiques et un gain en terme d'espace mémoire et de temps de calcul par rapport à la formulation (u,U) . La modélisation du domaine piézoélectrique 3D utilise les équations proposées par Tiersten [Tiersten, 1967, Marinkovic *et al.*, 2004, Piefort, V., 2001]. Un modèle de coque piézoélectrique déduit des équations 3D est proposé. La modélisation des domaines élastique et acoustique utilise les formulations classiques [Batoz et Dhatt, 1990].

La mise en oeuvre de la méthode des éléments finis utilise des éléments cubiques quadratiques à 20 noeuds pour les éléments de volume et des éléments quadratiques à 8 noeuds pour les éléments de surface. Les différents types de chargement sont les forces ponctuelles, les forces surfaciques (pression), les déplacements et les potentiels électriques.

Le maillage est réalisé avec un mailleur commercial (Femap). Les maillages sont générés de manière automatique. Le code utilise les coordonnées géométriques des noeuds générés et les tables d'identification et de connectivité des éléments.

Le code permet de calculer à l'échelle locale ou globale les indicateurs physiques classiques, comme la pression quadratique, les vitesses quadratiques, les puissances dissipées et les puissances échangée dans la mousse, le coefficient d'absorption en incidence normale, l'impédance

de surface et la tension de contrôle pour une onde en incidence normale.

Les équations constitutives de chaque domaine sont présentées individuellement ainsi que les conditions de couplage entre chaque domaine.

Un schéma bloc présentant le code est donné par la figure 3.2.

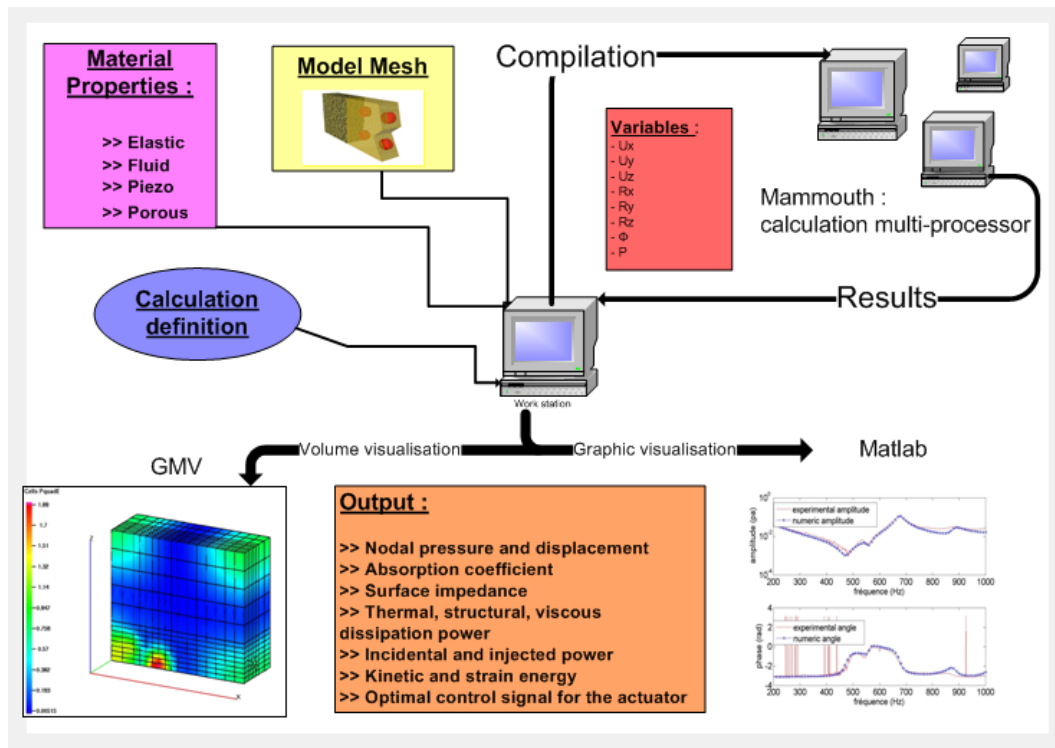


FIGURE 3.2 Schéma de présentation du code

3.3 Formulation intégrale faible des différents domaines constitutifs d'une mousse adaptative

Les mousses adaptatives sont constituées de quatre domaines couplés les uns aux autres : un domaine piézoélectrique, un domaine poroélastique, un domaine élastique et un domaine acoustique (figure 3.3).

Les formulations intégrales faibles des quatres domaines constitutifs sont obtenus en utilisant le principe des travaux virtuels qui s'énonce ainsi : *pour tout champ de déplacement*

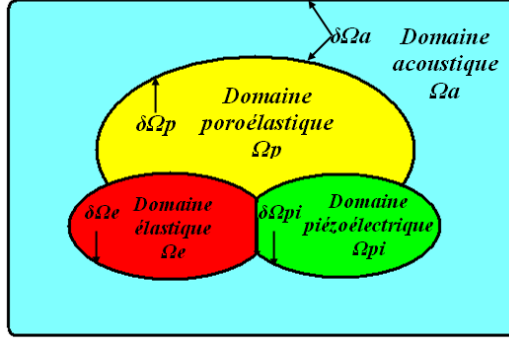


FIGURE 3.3 Domaines constitutifs d'une mousse adaptative

virtuel $\{\delta u\}$, la somme $W(u, \{\delta u\})$ des travaux des forces extérieures, des forces intérieures et des forces d'inertie est nulle.

Toutes les formulations intégrales sont présentées dans le domaine fréquentiel et la convention $exp(+j\omega t)$ est adoptée.

3.3.1 Domaine poroélastique

La formulation utilisée est la formulation en déplacement et pression dite (u,p) améliorée [Atalla *et al.*, 2001]. Cette écriture permet de réaliser un couplage direct entre les matériaux élastiques, poroélastiques et piézoélectriques c'est à dire que la somme des intégrales de couplage du domaine poroélastique et du domaine élastique en couplage (piézoélectrique, élastique, poroélastique) est nulle.

La formulation s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\int_{\Omega_p} \{\varepsilon(\delta u)\}^T [\tilde{H}] \{\varepsilon\} d\Omega}_{\text{travail des forces de compression de la phase solide}} - \underbrace{\int_{\Omega_p} \omega^2 \tilde{\rho} \{\delta u\}^T \{u\} d\Omega}_{\text{travail des forces d'inertie de la phase solide}} \\
 & + \underbrace{\int_{\Omega_p} \frac{\phi^2}{\omega^2 \tilde{\rho}_{22}} \{\nabla \delta p\}^T \cdot \{\nabla p\} d\Omega}_{\text{travail des forces d'inertie de la phase fluide}} - \underbrace{\int_{\Omega_p} \frac{\phi^2}{\tilde{R}} \delta p \cdot p d\Omega}_{\text{travail des forces de compression de la phase fluide}} \\
 & - \underbrace{\int_{\Omega_p} \frac{\phi}{\tilde{\alpha}} \delta(\{\nabla p\}^T \cdot \{u\}) d\Omega}_{\text{travail des forces de couplage inertielles entre la phase solide and la phase solide}} - \underbrace{\int_{\Omega_p} \phi \left(1 + \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}}\right) \delta(p \nabla \cdot u) d\Omega}_{\text{travail des forces de couplage élastiques entre la phase solide et la phase fluide}} \\
 & - \underbrace{\int_{\delta\Omega_p} \phi (U_n - u_n) \delta p d\Gamma}_{\text{travail des forces externes sur la phase fluide}} - \underbrace{\int_{\delta\Omega_p} \{\delta u\}^T \{\sigma^t\}_n d\Gamma}_{\text{travail des forces externes sur la phase élastiques}} = 0 \quad \forall (\delta \underline{u}, \delta p) \quad (3.1)
 \end{aligned}$$

Les inconnus du domaine poroélastique sont le champ de déplacement $\{u\}$ et le champ de pression p . $\{\delta u\}$ et δp représentent respectivement un champ de déplacement virtuel admissible et un champ de pression virtuel admissible. Le domaine poroélastique et sa surface extérieure sont notés Ω_p et $\delta\Omega_p$. ω est la pulsation. \underline{n} est le vecteur normal unitaire sortant de la surface $\delta\Omega_p$. U_n et u_n représentent les déplacements macroscopiques normaux de la phase fluide et de la phase solide sur la surface $\delta\Omega_p$. Le vecteur de déformation de la phase solide est noté $\{\varepsilon\}$. $\{\sigma^t\}$ est le vecteur contrainte total du domaine poroélastique et $\{\sigma^t\}_n = \underline{\underline{\sigma}}^t \cdot \underline{n}$ représente les forces extérieures par unité de surface dans la direction normale à la surface $\delta\Omega_p$. Le symbole $\tilde{}$ est utilisé pour indiquer qu'une quantité est complexe. La matrice de rigidité de la phase solide est notée $[\tilde{H}]$. \tilde{Q} est un coefficient de couplage élastique entre la phase solide et la phase fluide. \tilde{R} est le coefficient d'incompressibilité de l'air occupant une fraction ϕ du volume du domaine poreux. $\tilde{\rho}$ et $\tilde{\rho}_{22}$ sont les masses volumiques effectives respectivement de la phase solide et de la phase fluide. $\tilde{\alpha}$ est la tortuosité dynamique.

\tilde{Q} , \tilde{R} et $\tilde{\rho}_{22}$ ont déjà été présentés au chapitre précédent (cf équations 2.18, 2.19, 2.11).

$\tilde{\rho}$ est défini comme suit :

$$\tilde{\rho} = \hat{\rho}_{11} - \frac{\tilde{\rho}_{12}^2}{\tilde{\rho}_{22}} \quad (3.2)$$

avec $\hat{\rho}_{11}$, $\hat{\rho}_{12}$, les masses dynamiques complexes définies au chapitre précédent (cf équations 2.9, 2.10).

$\tilde{\alpha}$ s'écrit comme suit :

$$\tilde{\alpha} = \alpha_\infty - j \frac{\phi \sigma}{\omega \rho_0} \tilde{G} \quad (3.3)$$

avec \tilde{G} , le facteur correcteur de la viscosité défini au chapitre précédent (cf équation 2.13)

Les deux derniers termes de l'équation 3.1 représentent le travail des forces extérieures sur le domaine poroélastique. Dans le cas de l'imposition d'un champ de pression p^i appliqué sur $\delta\Omega_p$, la continuité de la contrainte sur la surface et la continuité de la pression imposent :

$$\{\sigma^t\}_n = -p^i \underline{n}, \quad p = p^i \quad (3.4)$$

Et l'intégrale de surface de l'équation 3.1 se simplifie en :

$$- \int_{\delta\Omega_p} \phi (U_n - u_n) \delta p \, d\Gamma - \int_{\delta\Omega_p} \{\delta u\}^T \{\sigma^t\}_n \, d\Gamma = \int_{\delta\Omega_p} p^i \delta u_n \, d\Gamma \quad (3.5)$$

La condition $p = p^i$ doit être imposée explicitement en plus de l'intégrale 3.5. Le cas d'une force ponctuelle imposée peut être facilement déduit de ce cas général.

Dans le cas de l'imposition d'un champ de déplacement $\{u\}^i$ sur la surface $\delta\Omega_p$, la continuité du déplacement normal entre la phase solide et la phase fluide et la continuité du déplacement imposé et du déplacement de la phase solide entraînent :

$$\phi(U_n - u_n) = 0, \quad \{u\} = \{u\}^i \quad (3.6)$$

et l'intégrale de surface de (3.1) se simplifie en :

$$- \int_{\delta\Omega_p} \phi(U_n - u_n) \delta p \, d\Gamma - \int_{\delta\Omega_p} \{\delta u\}^T \{\sigma^t\}_n \, d\Gamma = 0 \quad (3.7)$$

Seule la condition cinématique $\{u\} = \{u\}^i$ doit être imposée explicitement.

Dépendamment du modèle utilisé, la matrice $[\tilde{H}]$ peut être écrite sous la forme isotrope ou orthotrope.

Cas isotrope : la forme classique

Dans le cas isotrope, la matrice de rigidité s'écrit :

$$[\tilde{H}] = \frac{E \cdot (1 + i\eta_p)}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)} \cdot \begin{bmatrix} 1 - \nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1 - \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1 - \nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Le facteur $(1 + i\eta_p)$ est introduit pour prendre en compte la dissipation structurelle, où η_p est le coefficient d'amortissement structurel de la phase solide dans le domaine fréquentiel.

Cas orthotrope : une forme simplifiée

Dans le cas de figure d'un élément poroélastique orthotrope, nous faisons l'hypothèse simplificatrice que l'orthotropie n'affecte que la partie élastique du poreux. Cette hypothèse est assez légère car il est peu probable que l'orthotropie de la matrice modifie de manière importante les paramètres fluides dans les trois directions. La porosité est une moyenne volumique et ne peut dépendre de la direction. La résistivité, la tortuosité et les longueurs caractéristiques

peuvent quand à elles être très légèrement affectées, mais ceci ne changera pas fondamentalement le comportement du matériau. Compte tenu de la difficulté de caractérisation des paramètres élastiques orthotropes d'une mousse, nous avons utilisé un modèle orthotrope simplifié. Les modules de cisaillement sont considérés comme étant indépendants les uns des autres ce qui simplifie grandement l'écriture de la matrice de rigidité. D'autre part, la caractérisation des trois coefficients de Poisson du modèle orthotrope n'est pas chose facile et n'est pas accessible avec les techniques classiques. Elle constitue encore à l'heure actuelle un sujet en développement. Dans la partie traitant la caractérisation des matériaux poreux, des hypothèses simplificatrices devront être faites sur ces coefficients et ils seront tous fixés à la même valeur.

La matrice de compliance est présentée ci dessous à la place de la matrice de rigidité pour plus de lisibilité :

$$[\tilde{H}]^{-1} = 1/(1 + i\eta_p) \cdot \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_x & -\nu_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{yx}/E_y & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{zx}/E_z & -\nu_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/G_{yz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/G_{xy} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

où E_i est le module de Young dans la direction i , G_{ij} le module de cisaillement dans le plan ij , ν_{ij} est le coefficient de Poisson exprimant la déformation dans la direction j engendrée par une contrainte dans la direction i . Les ν_{ij} doivent satisfaire l'équation suivante :

$$\frac{\nu_{ij}}{E_i} = \frac{\nu_{ji}}{E_j} \quad (3.10)$$

Une écriture similaire à celle du cas isotrope a été adoptée pour les modules de cisaillement G_{xy} , G_{xz} et G_{yz} :

$$G_{ij} = \frac{E_i}{2(1 + \nu_{ij})} \quad (3.11)$$

3.3.2 Domaine acoustique

La formulation intégrale faible d'un domaine acoustique s'écrit comme suit [Petyt *et al.*, 1976] :

$$\underbrace{\int_{\Omega_a} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \{\nabla \delta p\}^T \cdot \{\nabla p\} d\Omega}_{\text{travail des forces d'inertie}} - \underbrace{\int_{\Omega_a} \frac{1}{\rho_0 c^2} \delta p p d\Omega}_{\text{travail des forces de compression}} - \underbrace{\int_{\delta\Omega_a} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma}_{\text{travail des efforts extérieurs}} = 0 \quad \forall(\delta p) \quad (3.12)$$

où p est le champ de pression inconnu et δp un champ de pression virtuel admissible, ρ_0 la masse volumique du fluide et c la célérité des ondes sonores dans le fluide. Ω_a et $\delta\Omega_a$ représente le domaine acoustique et sa frontière. n est la normale sortante à la surface $\delta\Omega_a$.

Le dernier terme dans le membre de gauche de l'équation 3.12 représente le travail d'une force de pression p^i appliquée sur la surface $\delta\Omega_a$. Dans ce cas, la continuité des pressions impose : $p = p^i$, telle que :

$$\int_{\delta\Omega_a} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma = 0 \quad (3.13)$$

Seule la condition $p = p^i$ doit être explicitement imposée.

Dans le cas d'un champ de déplacement imposé $\{u\}^i$ sur la surface $\delta\Omega_a$, la continuité du déplacement impose :

$$\frac{1}{\omega^2 \rho_0} \frac{\partial p}{\partial n} = u_n^i \quad (3.14)$$

et l'intégrale de surface de l'équation 3.12 se simplifie en :

$$\int_{\delta\Omega_a} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma = \int_{\delta\Omega_a} \delta p u_n d\Gamma \quad (3.15)$$

3.3.3 Domaine piézoélectrique

Formulation intégrale faible en 3D

La formulation intégrale faible peut être déduite du principe de Hamilton appliqué à un milieu piézoélectrique linéaire [Piefort, V., 2001, Marinkovic *et al.*, 2004, Tiersten, 1967] :

$$\begin{aligned} & \underbrace{\int_{\Omega_{pi}} \{\delta\varepsilon\}^T [H] \{\varepsilon\} d\Omega}_{\text{travail des forces internes de déformation}} - \underbrace{\int_{\Omega} \rho_{pi} \omega^2 \{\delta u\}^T \{u\} d\Omega}_{\text{travail des forces d'inertie}} \\ & - \underbrace{\int_{\Omega_{pi}} [\{\delta\varepsilon\}^T [e]^t \{E\} + \{\delta E\}^T [e] \{\varepsilon\} + \{\delta E\}^T [\epsilon_d] \{E\}] d\Omega}_{\text{travail des forces piezoélectrique et diélectrique}} \\ & - \underbrace{\int_{\delta\Omega_{pi}} \{\delta u\}^T \{\sigma\}_n d\Gamma}_{\text{travail des forces mécaniques externes}} + \underbrace{\int_{S_{\Phi}} \delta\Phi \{D\}^T \{n\} d\Gamma}_{\text{travail des forces électriques externes}} = 0 \quad \forall (\delta\underline{u}, \delta\Phi) \quad (3.16) \end{aligned}$$

où Ω_{pi} symbolise le domaine piezoélectrique et $\delta\Omega_{pi}$ sa surface. S_Φ est la surface d'imposition des charges. Φ est le potentiel électrique et $\{E\}$ est le vecteur du champ électrique : $\{E\} = \{\nabla\Phi\}$. $\{D\}$ est le vecteur de densité de déplacement des charges électriques. $[\epsilon_d]$ est la matrice des coefficients diélectriques et $[e]$ la matrice des coefficients piézoélectriques. $\{\sigma\}_n = \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}$ représente les forces normales externes par unité de surface. $\{\varepsilon\}$ est le vecteur des déformations. $[H]$ est la matrice de rigidité. ρ_{pi} est la masse volumique du matériau piézoélectrique.

Formulation intégrale faible en 2D

Le PVDF utilisé dans la fabrication des mousses adaptatives est généralement très fin (de l'ordre d'une centaine de microns). Pour être efficace du point de vue du rayonnement, la surface de PVDF doit être assez large. Il n'est donc pas réaliste de modéliser le PVDF avec des éléments solides. Le modèle 2D d'élément piézoélectrique, utilise les hypothèses des plaques minces (Mindlin-Reissner).

Avec l'hypothèse de faible épaisseur dans la direction z , le champ de déplacement $\{u\}$ peut être écrit comme suit :

$$\begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u(x, y) \\ v(x, y) \\ w(x, y) \end{Bmatrix} + z \begin{Bmatrix} \beta_x \\ \beta_y \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.17)$$

La théorie des plaques utilise 5 variables cinématiques : Les déplacements de type membrane u et v dans le plan de référence $z=0$, le déplacement transverse w et les rotations β_x et β_y .

Le champ de déformation peut être décomposé en un champ de déformation de membrane, un champ de déformation de flexion et un champ de déformation de cisaillement. On regroupe le champ de déformation de type membrane et de flexion :

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_m\} + z\{\chi\} \quad (3.18)$$

où

$$\langle \varepsilon \rangle = \langle \varepsilon_x, \varepsilon_y, 2\varepsilon_{xy} \rangle \quad (3.19)$$

$$\langle \varepsilon_m \rangle = \langle u_{,x}, v_{,y}, u_{,y} + v_{,x} \rangle \quad (3.20)$$

$$\langle \chi \rangle = \langle \beta_{x,x}, \beta_{y,y}, \beta_{x,y} + \beta_{y,x} \rangle \quad (3.21)$$

où $\langle \varepsilon_m \rangle$ est le champ de déformation de type membrane, $z \langle \chi \rangle$ le champ de déformation de flexion et $\langle \gamma \rangle$ est la courbure. Le champ de déformation de cisaillement est :

$$\langle \gamma \rangle = \langle \beta_x + w_{,x}, \beta_y + w_{,y} \rangle \quad (3.22)$$

Pour utiliser cet élément de coque à facette plane dans des problèmes à 3 dimensions, il est nécessaire de rajouter un degré de liberté de rotation afin de pouvoir exprimer les rotations du plan dans l'espace [Batoz et Dhatt, 1990].

Dans la suite, nous ferons l'hypothèse que le champ électrique $\{E\}$ est appliqué suivant l'épaisseur de la coque, soit dans la direction z . Il sera alors écrit E_z :

$$E_z = \frac{\Phi}{h} \quad (3.23)$$

où h est l'épaisseur de la coque.

L'inconnue électrique du problème est le potentiel électrique Φ . Les équations électriques utilisent aussi les charges électriques de surface $\rho = \{D\}\{n\}$. Dans la représentation 2D associée à la théorie des plaques, le déplacement électrique devient un scalaire, noté D_z . La matrice de permittivité diélectrique $[\epsilon_d]$ se réduit aussi à un scalaire exprimant la permittivité diélectrique selon l'axe z ϵ_{33} . La matrice des coefficients de couplage piézoélectrique $[e]$ devient un vecteur colonne :

$$\{e_c\} = \begin{Bmatrix} e_{31} \\ e_{32} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.24)$$

La formulation intégrale faible du domaine piézoélectrique à 2 dimensions s'écrit donc :

$$\begin{aligned} & - \underbrace{\int_S \omega^2 \{\delta u\}^T [\rho I] \{u\} dS}_{\text{travail des forces d'inertie}} \\ + \int_S [& \underbrace{\{\delta \varepsilon_m\}^T [H_m] \{\varepsilon_m\}}_{\text{travail des forces élastiques de membrane}} + \underbrace{\{\delta \chi\}^T [H_f] \{\chi\}}_{\text{travail des forces élastiques de flexion}} + \underbrace{\{\delta \gamma\}^T [H_c] \{\gamma\}}_{\text{travail des forces élastiques de cisaillement}}] dS \\ & - \underbrace{\int_S [\{\delta \varepsilon_m\}^T \{e_c\} E_z + \delta E_z \{e_c\}^T \{\varepsilon_m\} + \delta E_z \epsilon_{33} E_z] h dS}_{\text{travail des forces piézoélectriques et diélectriques}} \\ - \underbrace{\int_S \{\delta u\}^T \{\sigma\}_n dS}_{\text{travail des force élastiques externes}} & + \underbrace{\int_{S_\Phi} \delta \Phi D_z dS}_{\text{travail des forces électriques externes}} = 0 \quad \forall (\delta \underline{u}, \delta \Phi) \end{aligned} \quad (3.25)$$

S est la surface de la plaque et S_Φ est la surface d'imposition des charges.

Les matrices $[H_m]$, $[H_f]$ et $[H_c]$ représentent respectivement la matrice de rigidité de membrane, la matrice de rigidité en flexion et la matrice de rigidité en cisaillement.

$$[H_m] = h \frac{E}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

$$[H_f] = \frac{h^3}{12} \frac{E}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (3.27)$$

$$[H_c] = \frac{5}{6} h \frac{E}{2(1 + \nu)} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.28)$$

$\frac{5}{6}$ est un coefficient de correction en cisaillement introduit pour compenser le fait que la contrainte dans l'épaisseur σ_z est négligée. Finalement, $[\rho I]$ la matrice d'inertie est une matrice diagonale :

$$[\rho I] = \begin{bmatrix} \rho_{pi} h & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \rho_{pi} h & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_{pi} h & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\rho_{pi} h^3}{12} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{\rho_{pi} h^3}{12} \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

3.3.4 Domaine élastique

Dans le contexte des mousses adaptatives, le domaine élastique peut être utilisé pour modéliser des inclusions solides, des couches élastiques et des membranes dans le milieu poroélastique ou encore pour modéliser le collage entre la mousse et le PVDF. La formulation intégrale faible du domaine élastique en 3D ou en 2D est un cas particulier du domaine piézoélectrique et peut être obtenue directement en imposant les constantes diélectriques et piézoélectriques ainsi que les potentiels à zero.

Formulation intégrale faible du domaine élastique en 3D

La formulation intégrale faible du domaine élastique en 3D est [Batoz et Dhatt, 1990] :

$$\int_{\Omega_e} \{\varepsilon(\delta u)\}^T [H] \{\varepsilon\} d\Omega - \int_{\Omega_e} \rho_e \omega^2 \{\delta u\}^T \{u\} d\Omega - \int_{\delta\Omega_e} \{\delta u\}^T \{\sigma\}_n d\Gamma = 0 \quad \forall(\delta \underline{u}) \quad (3.30)$$

où Ω_e et $\delta\Omega_e$ représentent respectivement le domaine élastique et sa frontière. ρ_e est la masse volumique du matériau élastique. $[H]$ est la matrice de rigidité et $\{\varepsilon\}$ le vecteur de déformation. $\{\sigma\}_n = \underline{\underline{\sigma}} \cdot \underline{n}$ représente les efforts extérieurs par unité de surface suivant la normale à la surface du domaine.

Formulation intégrale faible du domaine élastique 2D

Par analogie avec le cas de la formulation piézoélectrique en 2D (équation 3.25), la formulation intégrale faible pour un domaine élastique 2D s'écrit :

$$\int_S [\{\delta\varepsilon_m\}^T [H_m] \{\varepsilon_m\} + \{\delta\chi\}^T [H_f] \{\chi\} + \{\delta\gamma\}^T [H_c] \{\gamma\}] dS - \int_S \omega^2 \{\delta u\}^T [\rho I] \{u\} dS - \int_S \{\delta u\}^T \{\sigma\}_n dS = 0 \quad \forall(\delta \underline{u}) \quad (3.31)$$

où S est la surface de la coque.

Les matrices $[H_m]$, $[H_f]$, $[H_c]$ et les vecteurs $\{\varepsilon_m\}$, $\{\chi\}$, $\{\gamma\}$, $\{\sigma\}_n$ sont similaires à ceux utilisés dans le cas du domaine piézoélectrique.

3.4 Conditions de couplage

En plus des équations précédemment présentées pour chaque domaine, des conditions de couplage doivent être imposées entre les différents domaines. Ces conditions de couplage peuvent être de plusieurs types : Poroélastique-acoustique, poroélastique-structurel, structurel-acoustique. La dénomination "structurel" désigne à la fois les domaines piézoélectriques et élastiques.

3.4.1 Couplage poroélastique - acoustique

Quand le domaine poroélastique est couplé à un domaine acoustique, les trois conditions de couplage suivantes doivent être imposées [Debergue *et al.*, 1999]. La première assure la continuité de la contrainte normale totale, la seconde exprime la continuité entre le champ de déplacement poroélastique total (solide + fluide) et le champ de déplacement acoustique. La

troisième équation garantit la continuité des pressions à l'interface.

$$\begin{aligned} \{\sigma_p^t\}_n &= -p_a \cdot \{n\}, \\ \frac{1}{\rho_0 \omega^2} \frac{\partial p_a}{\partial n} &= u_n + \phi(U_n - u_n), \\ p_p &= p_a \end{aligned} \quad (3.32)$$

où p_p et p_a représentent respectivement le champ de pression des domaines poroélastique et acoustique. En introduisant ces équations dans la somme des formulations intégrales faibles du domaine poroélastique (équation 3.1) et du domaine acoustique (équation 3.12), la condition de couplage fluide-structure suivante est obtenue :

$$\begin{aligned} - \int_{\delta\Omega_{pa}} \phi(U_n - u_n) \delta p \, dS - \int_{\delta\Omega_{pa}} \{\delta u\}^T \{\sigma_p^t\}_n \, dS + \int_{\delta\Omega_{pa}} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} \, dS \\ = \int_{\delta\Omega_{pa}} \delta(p_a \cdot u_n) \, dS \end{aligned} \quad (3.33)$$

où $\delta\Omega_{pa}$ est la surface de contact entre le domaine poroélastique et le domaine acoustique. La somme des intégrales de surface des domaines acoustique et poroélastique se réduit à l'intégrale précédente. La condition $p_p = p_a$ doit être imposée explicitement à la surface de contact. Cette condition sera automatiquement prise en compte dans le processus d'assemblage de la méthode des éléments finis.

3.4.2 Couplage poroélastique - structure

Quand un domaine poroélastique est couplé à une structure élastique ou piézoélectrique, les trois conditions de couplage suivantes doivent être respectées [Debergue *et al.*, 1999].

$$\begin{aligned} \{\sigma_p^t\}_n &= \{\sigma_e\}_n, \\ \phi(U_n - u_n) &= 0, \\ \underline{u}_p &= \underline{u}_e \end{aligned} \quad (3.34)$$

où $\{\sigma_e\}_n$ représente le vecteur des contraintes normales de la structure (élastique ou piézoélectrique). La première équation assure la continuité de la contrainte totale, la seconde exprime le fait que le flux de masse relatif entre la phase solide et la phase fluide doit être nul. La troisième équation exprime la continuité du champ de déplacement. En introduisant ces équations dans la somme des formulations intégrales faibles des domaines poroélastique (équation 3.1) et structurel (équations 3.30,3.31), la condition de couplage suivante est obtenue :

$$\begin{aligned} - \int_{\delta\Omega_{ps}} \phi(U_n - u_n) \delta p \, dS - \int_{\delta\Omega_{ps}} \{\delta u\}^T \{\sigma_p^t\}_n \, dS + \int_{\delta\Omega_{ps}} \{\delta u\}^T \{\sigma_e^t\}_n \, dS \\ = 0 \end{aligned} \quad (3.35)$$

où $\delta\Omega_{ps}$ est la surface de contact entre les domaines poroélastique et structurel. Le couplage entre les domaines élastique et piézoélectrique d'une part et les domaines poroélastiques d'autre part est naturel. Seules les conditions cinématiques $\underline{u}_p = \underline{u}_e$ doivent être explicitement imposées sur la surface de contact. Cette condition sera automatiquement prise en compte dans le processus d'assemblage.

3.4.3 Couplage acoustique - structure

Quand le domaine acoustique est couplé avec une structure (piézoélectrique ou élastique) la continuité de la contrainte normale globale et du déplacement conduit à :

$$\begin{aligned} \{\sigma_e\}_n &= -p_a \cdot \{n\}, \\ \frac{1}{\rho_0 \omega^2} \frac{\partial p_a}{\partial n} &= u_n \end{aligned} \quad (3.36)$$

u_n est ici le déplacement normal de la structure à l'interface. La première équation assure la continuité de la contrainte normale et la deuxième la continuité des déplacements. En introduisant ces équations dans la somme des formulations intégrales faibles des domaines acoustique (équation 3.12) et structurel (équations 3.30, 3.31, 3.16 or 3.25), l'intégrale de couplage fluide-structure classique est retrouvée :

$$\begin{aligned} - \int_{\delta\Omega_{sa}} \{\delta u\}^T \{\sigma_e\}_n dS + \int_{\delta\Omega_{sa}} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p_a \frac{\partial p}{\partial n} dS \\ = \int_{\delta\Omega_{sa}} \delta(p_a \cdot u_n) dS \end{aligned} \quad (3.37)$$

où $\delta\Omega_{sa}$ est la surface de contact entre la structure et le domaine acoustique.

3.5 Mise en oeuvre de la méthode des éléments finis

3.5.1 Introduction

Le code intègre des éléments quadratiques poroélastiques, élastiques, fluides et piézoélectriques.

Deux éléments poroélastiques ont été programmés. Le premier est un élément hexaédrique à 20 noeuds (Hexa20) utilisant une définition isotropique de la phase solide (équation 3.8). Le deuxième élément est identique au premier mais utilise une définition orthotropique du comportement élastique de la phase solide (équation 3.9). Il y a 4 degrés de liberté par noeud : 3 translations et 1 pression. L'élément poroélastique comporte 80 degrés de liberté. L'élément fluide est un élément hexa20 acoustique classique avec 1 degré de liberté de pression par noeud. Cet élément comporte donc 20 degrés de liberté. Dans le modèle il y a aussi deux éléments élastiques isotropes. Le premier est un élément de volume (hexa20) comportant 3 degrés de liberté par noeud (3 translations). L'élément de volume élastique isotrope comporte 60 degrés de liberté par noeud. Le second élément élastique est un élément de plaque élastique isotrope à 8 noeuds (quad8) ayant 6 degrés de liberté par noeud (3 translations et 3 rotations). Dans le plan de référence de l'élément, seules 2 rotations sont utilisées, mais dans le repère global il est nécessaire d'avoir trois composantes de rotation pour exprimer les 2 degrés de rotation locaux. L'élément de surface élastique a 48 degrés de liberté. Un élément de volume (hexa20) et un élément de surface (quad8) ont été développés pour modéliser le domaine piézoélectrique. La partie élastique du matériau piézoélectrique est considérée comme étant isotrope. L'élément de volume a 4 degrés de liberté par noeud (3 translations et 1 potentiel électrique). L'élément de volume piézoélectrique comporte 80 degrés de liberté. L'élément de plaque piézoélectrique a 7 degrés de liberté par noeud (3 translations, 3 rotations et 1 potentiel électrique) et totalise 56 degrés de liberté. Les propriétés des éléments sont résumées dans le tableau 3.1.

domaine	type d'élément	nombre de noeuds	nombre de ddl par noeud
poroélastique	hexaèdre	20	4
élastique	hexaèdre	20	3
	quadrilatère	8	6
piézoélectrique	hexaèdre	20	4
	quadrilatère	8	7
acoustique	hexaèdre	20	1

TABLE 3.1 Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine

Les détails concernant le développement des éléments sont donnés en annexe B. Seules les matrices assemblées sont présentées ici.

Le code a été développé en utilisant le langage de programmation Fortran90. Il peut être compilé sous environnement Windows et Unix sur un PC pour les calculs de petites dimensions et sur le super calculateur Mammouth de l'université de Sherbrooke pour les calculs comportant

un nombre de degrés de liberté important.

3.5.2 Élément poroélastique

$$\underbrace{\begin{bmatrix} [\tilde{K}_u] - [\tilde{M}_u] & [\tilde{C}] \\ [\tilde{C}]^T & [\tilde{H}_p] - [\tilde{Q}_p] \end{bmatrix}}_{[Po]} \underbrace{\begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{p\} \end{Bmatrix}}_{\{U_{Po}\}} = \underbrace{\begin{Bmatrix} \{F_u\} \\ \{F_p\} \end{Bmatrix}}_{\{F_{Po}\}} \quad (3.38)$$

où $[\tilde{K}_u]$ et $[\tilde{M}_u]$ sont les matrices élémentaires de raideur et de masse dans la phase solide du poreux. $[\tilde{H}_p]$ et $[\tilde{Q}_p]$ sont les matrices élémentaires de masse et de compression de la phase fluide du poreux. $[\tilde{C}]$ est la matrice élémentaire de couplage entre la phase fluide et la phase solide. $\{F_u\}$ et $\{F_p\}$ sont les vecteurs forces surfaciques appliquées respectivement sur la phase solide et sur la phase fluide.

3.5.3 Élément acoustique

$$\underbrace{([H]_{ac} - [Q]_{ac})}_{[Ac]} \underbrace{\{p\}}_{\{U_{Ac}\}} = \underbrace{\{F_p\}}_{\{F_{Ac}\}} \quad (3.39)$$

où $[H]_{ac}$ et $[Q]_{ac}$ sont les matrices élémentaires de masse et de compression de l'élément fluide. $\{F_p\}$ est le vecteur des forces surfaciques appliquées à l'élément acoustique.

3.5.4 Élément piézoélectrique

$$\underbrace{\begin{bmatrix} [K_{uu}] & [K_{u\Phi}] \\ [K_{\Phi u}] & [K_{\Phi\Phi}] \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} [M_{uu}] & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}}_{[Pi]} \underbrace{\begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{\Phi\} \end{Bmatrix}}_{\{U_{Pi}\}} = \underbrace{\begin{Bmatrix} \{F_u\} \\ \{0\} \end{Bmatrix}}_{\{F_{Pi}\}} \quad (3.40)$$

où $[\tilde{K}_{uu}]$ et $[\tilde{M}_{uu}]$ sont les matrices élémentaires de raideur et de masse de la partie élastique de l'élément piézoélectrique. $[\tilde{K}_{\Phi\Phi}]$ est la matrice de raideur électrique. $[\tilde{K}_{u\Phi}]$ et $[\tilde{K}_{\Phi u}]$ sont la première et la seconde matrice de couplage élastique-électrique. $\{F_u\}$ est le vecteur force appliqué sur la partie élastique de l'élément piézoélectrique.

3.5.5 Élément élastique

$$\underbrace{([K_u] - [M_u])}_{[Ela]} \underbrace{\{u\}}_{\{UEla\}} + = \underbrace{\{F_u\}}_{\{FEla\}} \quad (3.41)$$

où $[\tilde{K}_u]$ et $[\tilde{M}_u]$ sont les matrices élémentaires de raideur et de masse. $\{F_u\}$ est le vecteur des forces surfaciques appliquées à l'élément élastique.

3.5.6 Élément d'étanchéité

Les éléments de plaque (piézoélectrique et élastique) ne sont pas naturellement imperméables si ils sont enserrés dans un domaine comportant des degrés de liberté de pression. Les éléments de plaque n'ont qu'un noeud dans l'épaisseur. Par conséquent, un élément de plaque qui est connecté sur ses deux faces à des éléments fluides (ou poroélastiques) ne peut assurer seul l'étanchéité car les deux éléments fluides (ou poroélastiques) ont alors les mêmes degrés de liberté de pression sur cette interface ce qui engendre une continuité de la pression à travers l'interface.

Pour pallier ce problème, nous avons développé ce que nous appelons un "élément d'étanchéité". Cet élément permet de séparer les degrés de liberté de pression et d'assurer la continuité des degrés de liberté de déplacement en utilisant la technique des multiplicateurs de Lagrange [Batoz et Dhatt, 1990]. Cette méthode ajoute des équations de contrainte au système global. Cette méthode a l'avantage d'être simple et nécessite peu de manipulations matricielles mais elle augmente la taille du système global à calculer.

Si la contrainte est : $[LCM]\{u\} = \{h\}$ et que le système initial a la forme classique : $[Z]\{u\} =$

$\{f\}$, les contraintes sont intégrées dans le système de la manière suivante :

$$\begin{bmatrix} [Z] & [LCM]^T \\ [LCM] & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u\} \\ \{\lambda\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f\} \\ \{h\} \end{Bmatrix} \quad (3.42)$$

où $\{\lambda\}$ est le vecteur des multiplicateurs de Lagrange et $[LCM]$ est la matrice des contraintes de Lagrange.

L'élément d'étanchéité est un élément volumique très fin non assemblé qui est utilisé pour connaître la connectivité entre les noeuds de surface des éléments poroélastiques ou fluides des deux cotés de l'élément de plaque élastique ou piézoélectrique et les noeuds de surface de cette élément de plaque. Cela assure le fait que les degrés de liberté de pression des deux cotés de la plaque sont indépendants et que la continuité des déplacements à l'interface est respectée.

3.5.7 Assemblage du système global

Le système global assemblé est composé des matrices élémentaires élastique, poroélastique, acoustique and piézoélectrique ainsi que des matrices de couplage associées aux interfaces fluide-structure :

$$\begin{bmatrix} [Ac] & [C_{fs}] & [C_{fs}] & [C_{fs}] & 0 \\ [C_{fs}]^T & [Po] & 0 & 0 & [L] \\ [C_{fs}]^T & 0 & [Ela] & 0 & [C] \\ [C_{fs}]^T & 0 & 0 & [Pi] & [M] \\ 0 & [L] & C & M & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \{U_{Ac}\} \\ \{U_{Po}\} \\ \{U_{Ela}\} \\ \{U_{Pi}\} \\ \{\lambda\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_{Ac}\} \\ \{F_{Po}\} \\ \{F_{Ela}\} \\ \{F_{Pi}\} \\ \{h\} \end{Bmatrix} \quad (3.43)$$

où $[C_{fs}]$ est la matrice de couplage fluide-structure.

Les conditions aux limites sont de trois types : imposition des déplacements, imposition des pressions et imposition des potentiels électriques. Ces variables peuvent être fixées à zéro ou imposées à une certaine valeur. Dans ce dernier cas les conditions limites peuvent être vues comme des excitations. Par exemple, l'imposition d'un potentiel sur la plaque piézoélectrique induit une déformation de cette plaque. Les déplacements électriques sont toujours fixés à zéro. L'imposition du déplacement d'une surface peut aussi être utilisée pour créer une source. L'imposition

d'une pression de surface sur un élément poroélastique est plus délicate et nécessite l'ajout d'un vecteur de force externe sur la partie solide de l'élément poroélastique (B.16). L'imposition des degrés de liberté se fait par l'intermédiaire de la méthode de partitionnement [Batoz et Dhatt, 1990].

3.6 Calcul des indicateurs énergétiques

3.6.1 Vitesse quadratique

La vitesse quadratique moyenne est un important indicateur pour caractériser l'état vibratoire d'une structure (élastique, piézoélectrique, poroélastique) et se définit comme suit :

$$\langle V_i^2 \rangle = \frac{\omega^2}{2\Omega} \int_{\Omega} u_i u_i^* d\Omega \quad (3.44)$$

3.6.2 Pression quadratique

La pression quadratique moyenne est un indicateur global du comportement acoustique d'un fluide dans une cavité ou de la phase fluide d'un matériau poroélastique. Elle se définit de la manière suivante :

$$\langle P^2 \rangle = \frac{1}{2\Omega_p} \int_{\Omega_p} p \cdot p^* d\Omega \quad (3.45)$$

3.6.3 Impédance de surface

L'impédance de surface d'un matériaux poreux peut être calculée à partir des valeurs de pression et de vitesse normale totale (phase fluide et phase solide) à la surface obtenue à partir du déplacement normal total défini par :

$$\{U_{n,TOT}\} = \{u_n\} + \{\phi(U_n - u_n)\} \quad (3.46)$$

où $\{u_n\}$ est le champ de déplacement normal de la phase solide et U_n le champ de déplacement normal de la phase fluide.

L'impédance acoustique de surface est définie comme le rapport de la pression acoustique sur la vitesse normale totale :

$$\{Z\}_e = \frac{\{P\}_e}{\{-j\omega U_{n,TOT}\}_e} \quad (3.47)$$

L'indice $()_e$ désigne les grandeurs élémentaires.

3.6.4 Coefficient de réflexion et d'absorption d'une onde plane en incidence normale

Pour une onde plane en incidence normale, le coefficient de réflexion est obtenu à partir de l'impédance de surface du matériau poroélastique et de l'impédance caractéristique de l'air comme suit :

$$\tilde{R}_e(\omega) = \frac{\tilde{Z}_e(\omega) - Z_0}{\tilde{Z}_e(\omega) + Z_0} \quad (3.48)$$

Le coefficient d'absorption est alors directement obtenu à partir du coefficient de réflexion :

$$\alpha_e(\omega) = 1 - |(\tilde{R}_e(\omega))|^2 \quad (3.49)$$

3.6.5 Bilan de puissance

Le bilan de puissance a été initialement obtenu par Sgard et Olny [Sgard, F., 2002, Olny, X., 1999] pour la formulation (u,p) classique. Nous allons établir de manière similaire le bilan de puissance pour la formulation (u,p) améliorée.

Pour obtenir le bilan de puissance, il suffit de remplacer dans la formulation intégrale faible donnée en amont (équation 3.1), le couple de fonction admissible $\delta \underline{u}$ et δp par les expressions suivantes :

$$\delta \underline{u} = -j\omega \underline{u}^* \quad \text{et} \quad \delta p = -j\omega p^* \quad (3.50)$$

On obtient ainsi :

$$\begin{aligned}
& \underbrace{-j\omega \int_{\Omega_p} \underline{\underline{\tilde{\sigma}}}^s(\underline{u}) : \underline{\underline{\epsilon}}^s(u^*) d\Omega}_{\Pi_{elastique}^s} + j\omega^3 \underbrace{\int_{\Omega_p} \tilde{\rho} \underline{u} \cdot \underline{u}^* d\Omega}_{\Pi_{inertiel}^s} \\
& \underbrace{-j \int_{\Omega_p} \frac{\Phi^2}{\omega \tilde{\rho}_{22}} \underline{\nabla} p \cdot \underline{\nabla} p^* d\Omega}_{\Pi_{inertiel}^f} + j\omega \underbrace{\int_{\Omega_p} \frac{\Phi^2}{\tilde{R}} p p^* d\Omega}_{\Pi_{elastique}^f} \\
& \underbrace{+ j\omega \int_{\Omega_p} \frac{\Phi}{\tilde{\alpha}} (\underline{\nabla} p \cdot \underline{u}^* + \underline{\nabla} p^* \cdot \underline{u}) d\Omega + j\omega \int_{\Omega_p} \Phi \left(1 + \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}}\right) (p^* \underline{\nabla} \cdot \underline{u} + p \underline{\nabla} \cdot \underline{u}^*) d\Omega}_{\Pi_{couplage}^{sf}} \\
& \underbrace{+ j\omega \int_{\delta\Omega_p} [\underline{\underline{\sigma}}^t \cdot \underline{n}] \cdot \underline{u}^* d\Gamma + j\omega \int_{\delta\Omega_p} \Phi (U_n - u_n) p^* d\Gamma}_{\Pi_{echange}} = 0
\end{aligned} \tag{3.51}$$

On peut ainsi écrire le bilan de puissance suivant :

$$\Pi_{elastique}^s + \Pi_{inertiel}^s + \Pi_{elastique}^f + \Pi_{inertiel}^f + \Pi_{couplage}^{sf} + \Pi_{echange} = 0 \tag{3.52}$$

Où $\Pi_{elastique}^s$, $\Pi_{inertiel}^s$, $\Pi_{elastique}^f$, $\Pi_{inertiel}^f$ représentent respectivement les puissances engendrées par les forces élastiques et inertielles dans la phase solide et dans la phase fluide et $\Pi_{couplage}^{sf}$ représente la puissance développée par les forces volumiques de couplage. $\Pi_{echange}$ est la puissance échangée à travers l'interface entre le milieu poreux et son environnement.

Par convention, on définit la puissance injectée comme étant l'opposée de la puissance d'échange, soit :

$$\Pi_{injecte} = -\Pi_{echange} \tag{3.53}$$

La moyenne temporelle de la puissance injectée au système est de la forme :

$$\Pi_{injecte} = \frac{1}{2} \Re \left[-j\omega \int_{\delta\Omega_p} [\underline{\underline{\sigma}}^t \cdot \underline{n}] \cdot \underline{u}^* d\Gamma - j\omega \int_{\delta\Omega_p} \Phi (U_n - u_n) p^* d\Gamma \right] \tag{3.54}$$

où \Re symbolise la partie réelle.

En regime harmonique, la puissance injectée est égale à la puissance dissipée en norme et on peut écrire :

$$\Pi_{injecte} + \Pi_{dissipe} = 0 \tag{3.55}$$

On peut subdiviser la puissance dissipée totale en trois puissances de dissipation de nature différente. La première est la puissance dissipée par amortissement structural que l'on notera Π_s , la deuxième étant la puissance dissipée par effets thermiques, notée Π_t et enfin la puissance dissipée par effets visqueux, Π_v . La puissance dissipée totale est la somme des trois puissances mentionnées ci-dessus.

$$\Pi_{dissipe} = \Pi_s + \Pi_t + \Pi_v \quad (3.56)$$

Puissance moyenne dissipée par amortissement structural

La puissance moyenne dissipée par amortissement structural est obtenue à partir de la dérivation de la formulation variationnelle du domaine poroélastique. Elle est donnée par [Olny, X., 1999] :

$$\Pi_s = \frac{1}{2} \Im \left[\omega \int_{\Omega_p} \underline{\underline{\tilde{\sigma}}}^s(\underline{u}) : \underline{\underline{\epsilon}}(u^*) d\Omega \right] \quad (3.57)$$

avec \Im la partie imaginaire.

Puissance moyenne dissipée par effet thermique

La puissance moyenne dissipée par effet thermique est obtenue à partir de la dérivation de la formulation variationnelle du domaine poroélastique Elle est donnée par [Olny, X., 1999] :

$$\Pi_t = \frac{1}{2} \Im \left[-\omega \int_{\Omega_p} \frac{\phi^2}{R} p p^* d\Omega \right] \quad (3.58)$$

Puissance moyenne dissipée par effet visqueux

La puissance moyenne dissipée par effet visqueux est obtenue à partir de la dérivation de la formulation variationnelle du domaine poroélastique. Elle est donnée par [Olny, X., 1999] :

$$\Pi_v = \frac{1}{2} \Im \left[\int_{\Omega_p} \frac{\phi^2}{\omega \tilde{\rho}_{22}} \nabla p \cdot \nabla p^* d\Omega - \omega^3 \int_{\Omega_p} \tilde{\rho} \underline{u} \cdot \underline{u}^* d\Omega - \omega \int_{\Omega_p} 2 \frac{\phi}{\alpha} \Re(\nabla p \cdot \underline{u}^*) d\Omega \right] \quad (3.59)$$

3.7 Méthode de calcul de la commande de contrôle

Dans le cadre de cette thèse, nous avons mis en place le calcul numérique de la commande optimale de contrôle en onde plane dans un tube d'impédance. Avec l'hypothèse de linéarité du

modèle, le calcul de la commande repose sur le principe de superposition des sources. Ce principe dit que la pression en un point de l'espace comportant plusieurs sources est due à la somme des contributions de chaque source quand les autres sont à l'arrêt (cf figure 3.4). Pour une configuration, on réalise en fait trois modèles. Dans le premier modèle dit "passif", seule la source primaire est en marche et l'actionneur de la mousse adaptative est à l'arrêt. Un déplacement unitaire est imposé au piston primaire. Dans le deuxième modèle dit "actif", seul l'actionneur de la mousse adaptative est en fonctionnement. On impose alors soit un déplacement unitaire si l'actionneur est un piston soit une tension unitaire si l'actionneur est un matériau piézoélectrique. Ces deux premiers modèles permettent le calcul de la commande optimale à imposer à l'actionneur de la mousse adaptative. Cette commande est ensuite injectée dans le troisième modèle dit "complet" dans lequel, la source primaire et la mousse adaptative avec la commande optimale sont en fonctionnement. Ce troisième modèle permet de vérifier l'efficacité de la commande calculée (absorption, impédance de surface) et le comportement de la configuration en contrôle (puissances de dissipation, pression, vitesse...)

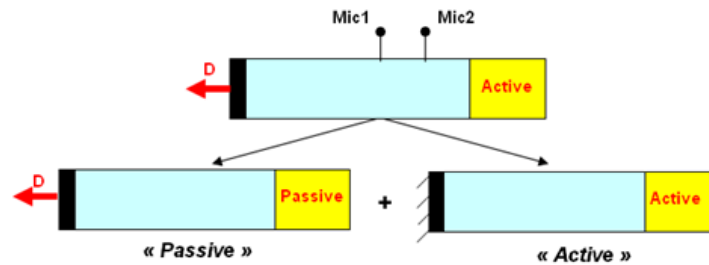


FIGURE 3.4 Principe de superposition linéaire des sources

Le calcul de la commande se fait par annulation de la pression réfléchi. La pression réfléchi dans le système complet peut être vue comme la contribution de la pression réfléchi du système "passif" sommée à la contribution de la pression réfléchi du système "actif".

$$P_r = \underbrace{\frac{P_{2p} - P_{1p}e^{-jkd}}{2j\sin(kd)}}_{\text{"passif"}} + \beta \underbrace{\frac{P_{2p} - P_{1p}e^{-jkd}}{2j\sin(kd)}}_{\text{"actif"}} \quad (3.60)$$

avec P_{1p} , P_{2p} et P_{1a} , P_{2a} , les pressions aux positions (microphones) 1 et 2 du tube du système "passif" et "actif". k représente le nombre d'onde de propagation dans l'air et d la distance séparant les positions 1 et 2.

L'annulation de la pression réfléchi entraîne :

$$P_r = 0 \Rightarrow \beta = \frac{P_{2p} - P_{1p}e^{-jkd}}{P_{1a}e^{-jkd} - P_{2a}} \quad (3.61)$$

β représente alors la fonction de transfert entre l'imposition de déplacement de la source primaire du système "passif" et l'imposition de tension ou déplacement de l'actionneur de la mousse adaptative dans le système "actif".

Nous n'avons pas travaillé sur le calcul numérique de la commande optimale de contrôle pour une configuration de champ quelconque en champ libre. La notion de pression réfléchie est directive, donc peu utilisable pour des champs de pression d'incidence variée. Notre modèle calcule l'impédance de surface et l'absorption pour n'importe quel champ de pression incident. Toutefois, l'absorption et l'impédance sont des grandeurs quadratiques et on ne peut pas les sommer, à la différence de la pression réfléchie.

Une minimisation du coefficient de réflexion ou encore de (1-coefficient d'absorption) avec des algorithmes de type moindre carré, pourrait être envisageable pour trouver la commande optimale. Toutefois, il faudrait calculer l'ensemble du système numérique à chaque itération menant à la convergence, ce qui peut vite devenir inconcevable en terme de temps de calcul pour des systèmes avec un nombre important de degrés de liberté.

Le calcul général de la commande optimale reste un point à développer pour une utilisation du code dans des configurations 3D avec des champs incidents complexes ou diffus.

3.8 Conclusion

Un modèle élément finis 3D de mousse adaptative utilisant des éléments quadratiques a été présenté dans ce chapitre. Il permet de modéliser des domaines poroélastiques (3D), piézoélectriques (2D et 3D), élastiques, (2D et 3D) et acoustiques (3D) en couplage. L'originalité de ce modèle est d'utiliser la formulation (u,p) améliorée et une modélisation 2D des actionneurs piézoélectriques permettant deux directions de déformation, avec une mise en oeuvre utilisant des éléments finis quadratiques. Ceci en fait un modèle économique en temps de calcul par rapport au modèle utilisant la formulation (u,U) et plus précis grâce à l'utilisation d'éléments quadratiques et à la prise en compte des deux directions de déformation dans le domaine piézoélectrique 2D. Un élément poroélastique orthotrope a été proposé en supposant que l'orthotropie

de la phase solide n'affectait pas le comportement isotrope de la phase fluide et en faisant l'hypothèse que les modules de cisaillement de la phase solide étaient indépendants les uns des autres. Le calcul du bilan de puissance dans le poreux pour la formulation (u,p) améliorée a aussi été établi.

CHAPITRE 4

DISCUSSION SUR LA CONCEPTION DES PROTOTYPES DE MOUSSE ADAPTATIVE ET DU MONTAGE EXPÉRI-MENTAL

4.1 Introduction

La conception des maquettes de mousse adaptative a été soumise à une double exigence. La première était de permettre les mesures de validation dans la gamme de fréquences d'étude. La deuxième était de fournir des prototypes efficaces d'un point de vue du contrôle de l'absorption et pouvant être comparés dans la gamme de fréquence d'étude. La notion même de gamme de fréquences d'étude est le résultat d'un compromis entre la capacité d'absorption passive de la mousse et la limite haute fréquence des contrôleurs. D'un point de vue passif, une mousse de mélamine de 4cm peut avoir un coefficient absorption quasiment égal à 1 à partir de 1300Hz. D'un autre côté, il est rare de trouver des contrôleurs ayant une fréquence de coupure supérieure à 2000Hz tout en gardant une efficacité de contrôle convenable. Les maquettes devaient aussi avoir une profondeur raisonnable, c'est dire inférieure à 6cm. Le choix de la mousse devait permettre une absorption passive importante mais aussi faire apparaître des modes de vibration pour pouvoir valider le comportement poroélastique du modèle. Le type de PVDF employé quant à lui devait permettre d'obtenir une efficacité de contrôle importante sur la plage de fréquence d'étude pour des niveaux de pression incidente importants avec une tension d'alimentation la plus faible possible et ne dépassant pas la capacité du PVDF.

Dans ce chapitre, nous proposons d'énoncer les compromis et choix qui ont été faits sur le type de mousse, le type de PVDF, la plage de fréquences d'étude et les dimensions des maquettes, dans le but de mener à bien les mesures de contrôle et de validation.

4.2 Dimensionnement des maquettes

4.2.1 Choix du matériau absorbant

Le choix du matériau absorbant conditionne de façon importante les dimensions du montage de mesure. Compte tenu de la volonté de généralité du modèle, il nous fallait utiliser une mousse ayant un comportement capable de traduire la généralité donc la complexité d'un matériau poroélastique. En plus d'avoir un coefficient d'absorption passif très important et d'être parmi les plus légères, la mousse de mélamine rencontre le critère de complexité. En effet, sa structure élastique est fortement orthotrope (voir caractérisation annexe D), elle a un faible coefficient d'amortissement, une rigidité qui permet d'avoir un mode de compression en dessous de 2000Hz pour des épaisseurs avoisinant les 4 cm. La mousse de mélamine par son caractère complexe et sa très bonne efficacité apparaît comme étant un des meilleurs compromis à notre disposition pour la réalisation de prototypes. Nous pourrions réaliser des prototypes avec des matériaux absorbants différents, toutefois, chaque matériau impose des contraintes différentes en terme de collage et de découpe. L'idée ici n'est pas de fabriquer une kyrielle de prototypes, mais de choisir ceux qui pourraient nous permettre de valider le modèle et de mettre en place le contrôle en tube.

4.2.2 Choix du PVDF

La principale contrainte du choix du PVDF réside dans l'amplitude maximale que peuvent fournir les amplificateurs capacitifs à notre disposition. L'amplitude des déplacements générés par le PVDF est reliée à l'amplitude de la déformation de membrane du PVDF et à sa surface. Or l'amplitude de déformation est proportionnelle au champ électrique appliqué dans l'épaisseur du PVDF. Ce champ électrique est lui même proportionnel à la tension appliquée sur les électrodes du PVDF et inversement proportionnel à l'épaisseur du PVDF. En résumé, pour avoir des déplacements importants avec une tension raisonnable il faut que l'épaisseur du PVDF soit la plus petite possible. Plusieurs types de PVDF sont disponibles sur le marché [http://www.meas-spec.com/myMeas/download/pdf/english/piezo/metallized_piezo_film_sheets.pdf]. Les épaisseurs classiques sont comprises entre $28\mu m$ et $110\mu m$. Nous avons donc opté pour les films PVDF les plus fins à savoir $28\mu m$. D'autre part, il existe différent type de métallisation pour les électrodes : les alliages de cuivre et Nickel et les vernis chargés de paillettes d'ar-

gent. Les propriétés des ces électrodes sont relativement différentes. Le vernis argent est plus souple que les alliages de cuivre et nickel, mais il pose des problèmes lors de la découpe car des micro-paquettes se détachant des électrodes engendrent des courts-circuits et il est impossible de nettoyer la découpe car le vernis ne résiste ni à l'acétone ni à l'alcool.

Nous avons donc opté pour les films de PVDF de $28 \mu m$ avec des électrodes d'alliage NiCu. Les films ont été achetés à Measurement Specialties, Inc (REF : 28um Film w/Cu-Ni Alloy 8"x1" ; P/N : 1-1003702-4).

4.2.3 Les contraintes liées au contrôle

Un des objectifs majeurs est de mettre en place un contrôle actif de l'absorption pour des ondes planes en incidence normale. Les mesures de contrôle sont menées dans un tube de Kundt. La fréquence supérieure d'étude détermine la section maximale du tube pour qu'il n'y ait pas de mode transverse et détermine donc indirectement la surface apparente de la mousse adaptative. Plus la section de la mousse adaptative et du tube de mesure sont petits et plus la fréquence limite haute peut être élevée. Toutefois, pour que la mousse adaptative puisse être efficace à des niveaux de pression incidente importants, il faut que la surface de PVDF soit la plus importante possible. Ceci implique, de manière plus ou moins directe, que la section de la mousse adaptative soit grande. Il y a donc là un compromis important à faire sur la taille de la section de la mousse adaptative. D'autre part, dans l'optique de former un absorbeur large bande, il est nécessaire de faire un compromis entre l'efficacité passive en terme d'absorption de la mousse à la fréquence limite haute d'étude et la fréquence de coupure maximale du contrôleur.

Nous avons donc fixé la fréquence limite haute d'étude à 1500Hz. À cette fréquence le contrôleur fonctionne de manière efficace. L'absorption passive d'une mousse de mélamine est excellente pour des épaisseurs supérieures à 3cm. La taille de la section du tube et donc des prototypes de mousse adaptative que nous avons choisie est de 5.8cm par 7.8cm. La fréquence de coupure du tube, c'est à dire la fréquence en dessous de laquelle ne se propage que le mode plan, est alors de 2200Hz pour les dimensions données ci-dessus.

Pour la limite basse fréquence de la plage d'étude, la problématique tourne essentiellement autour de la mesure du coefficient d'absorption aux basses fréquences et à l'efficacité de la mousse adaptative en terme de rayonnement. Plus la surface de PVDF est grande et plus la mousse adaptative sera potentiellement efficace aux basses fréquences. Les compromis exposés

plus haut sur la section de la mousse adaptative empêchent une modification des dimensions de cette section. Toutefois, il est possible de faire varier la surface de PVDF en faisant varier la forme et l'épaisseur des mousses adaptatives.

La mesure de l'absorption, donc ici de l'efficacité du contrôle, est réalisée grâce à une méthode de mesure à 5 microphones (annexe F). Il est nécessaire de disposer de plusieurs espacements microphoniques pour couvrir toute la plage de fréquence d'étude. La mesure aux basses fréquences impose des espacements microphoniques importants pour le tube et conditionne donc en partie la longueur du tube.

Nous avons fixé la limite basse fréquence à 50Hz, ce qui nous permet de réaliser les mesures dans un tube de 1 mètre de longueur. Toutefois, l'étude expérimentale a révélé la difficulté d'avoir des mesures d'absorption correctes en dessous de 100Hz et la majeure partie des résultats seront présentés sur la plage de fréquence [100-1500Hz].

4.2.4 Les contraintes liées à la validation

La validation du modèle porte, d'une part, sur le comportement passif des mousses adaptatives grâce aux mesures du coefficient d'absorption faites en tube de Kundt, et d'autre part, sur le comportement de transducteur des mousses adaptatives grâce à des mesures de pression rayonnée et de déplacement de la surface de la mousse et du PVDF.

Le fait de faire varier certains paramètres pour regarder leur influence sur la comparaison expérimentale numérique et délimiter l'efficacité du modèle est un élément important de la validation du modèle. Il aurait été intéressant d'utiliser différents matériaux absorbants pour appuyer encore plus la validation, mais nous avons pris le parti de n'utiliser que de la mousse de mélamine dans la réalisation des prototypes.

Certains paramètres comme la surface apparente de la mousse adaptative ou encore le type de PVDF ont été fixés, comme explicité plus haut. Seule la variation de la forme et donc du volume de mousse et de la surface de PVDF a été testée. 3 configurations de mousse adaptative ont donc été réalisées. D'autre part, du point de vue du volume dans lequel la mousse adaptative rayonne, il semblait intéressant de tester différentes cavités ayant chacune des comportements modaux propres. Ceci dans le but de voir l'influence éventuelle des modes de cavité sur le rayonnement de la mousse adaptative et voir dans quelle mesure les défauts de modélisation

des mousses adaptatives affectaient la pression générée. Les mesures de pression ont donc été réalisées dans trois cavités différentes. La première (une très petite cavité) ne comporte pas de mode, la deuxième (le tube utilisé pour le contrôle) comporte juste des modes longitudinaux et la dernière (une plus grosse cavité parallépipédique) comporte plusieurs modes dans les différentes directions.

4.2.5 Les trois géométries de mousse adaptative

La forme la plus simple est celle du demi cylindre. Elle correspond à la forme de la mousse adaptative 1). Pour ce qui est de la validation, il est préférable de choisir des formes simples et le demi cylindre (mousse adaptative 1) constitue certainement le support de validation le plus fiable. D'un point de vue contrôle actif, il est primordial d'avoir le transducteur le plus efficace possible. Il faut donc chercher à augmenter l'amplitude du déplacement généré par le PVDF. Une solution consiste à augmenter la surface de PVDF dans l'axe où l'on cherche à avoir le maximum de déplacement. Les mousses adaptatives 2 et 3 ont été fabriquées dans cette optique. Les dimensions des mousses adaptatives sont données par la figure 4.1.

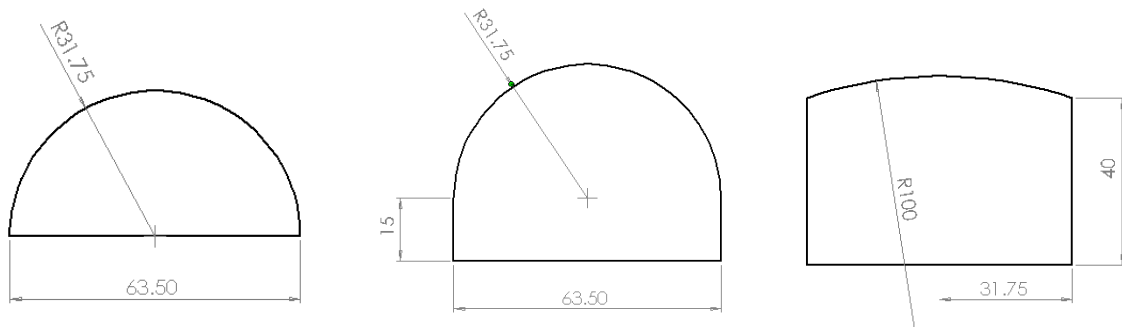


FIGURE 4.1 Dimension des sections des trois mousses adaptatives (en mm). La profondeur est de 78mm pour toutes les mousses adaptatives (à gauche la mousse adaptative 1, au centre la mousse adaptative 2, à droite la mousse adaptative 3)

Le tableau 4.1 donne, pour chaque configuration, le volume de mousse et son épaisseur moyenne ainsi que la surface de PVDF et la capacité associée. Plus le volume de mousse est important (épaisseur moyenne), plus la capacité d'absorption acoustique doit être importante. Plus la surface de PVDF est importante et plus les déplacements générés et indirectement la pression doivent être importants. Nous verrons dans la suite que ce n'est pas si simple.

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 3
Volume de mousse (cm^3)	125	200	225
Épaisseur moyenne de mousse (cm)	2.5	4	4.4
Surface de PVDF (cm^2)	78	101	115
Capacité du PVDF (nF)	31	38	41

TABLE 4.1 Volume de mousse et surface de PVDF pour les différents prototypes

4.2.6 La cavité de fixation des mousses adaptatives

La validation du code impose de pouvoir avoir l'information de pression à l'avant et à l'arrière des mousses adaptatives et de pouvoir mesurer le déplacement de la mousse à l'avant et du PVDF à l'arrière. D'autre part, il est important de pouvoir maîtriser correctement les conditions aux limites. Afin d'avoir un encastrement effectif du PVDF et de pouvoir réaliser les mesures de pression et déplacement, nous avons conçu une petite cavité en plexiglass comportant des mors électriques permettant de fixer correctement et d'alimenter le PVDF des mousses adaptatives (figure 4.3,4.4). Ces mors sont en aluminium et font 3mm d'épaisseur. On impose une différence de potentiel entre ces mors par l'intermédiaire d'électrodes en cuivre. La hauteur des mors est de 19mm. Ceci forme donc un conduit de 19mm de profondeur et de section 58x78mm devant la surface de la mousse. Le plexiglass utilisé a une épaisseur de 12mm ce qui empêche la cavité de vibrer et de résonner. Ceci a été vérifié en réalisant des mesures avec un accéléromètre placé à différentes positions sur la cavité de plexiglass.

Des flasques amovibles sont disposés de part et d'autre des mors afin de pouvoir assurer une étanchéité entre la cavité arrière de la cellule et la cavité de rayonnement avant. En effet, un court circuit acoustique aurait une conséquence désastreuse sur l'efficacité de transduction. Les flasques ont une épaisseur de 6mm et s'adaptent à la configuration de mousse adaptative (un type de flasque par mousse adaptative). Dans le but de simplifier les conditions limites, un espace de 1mm est laissé entre la mousse et les flasques.

La surface courbe du PVDF est collée sur les flasques à l'aide de ruban adhésif (figure 4.5). Cette condition limite est assez ambiguë car elle ne constitue pas un encastrement à proprement dit, ni une condition libre. Nous avons aussi réalisé un collage à base de colle très puissante de type cyanolite afin de s'approcher d'une condition d'encastrement. Néanmoins, les résultats n'étaient pas assez différents pour être significatifs et le montage à la cyanolite engendrait la

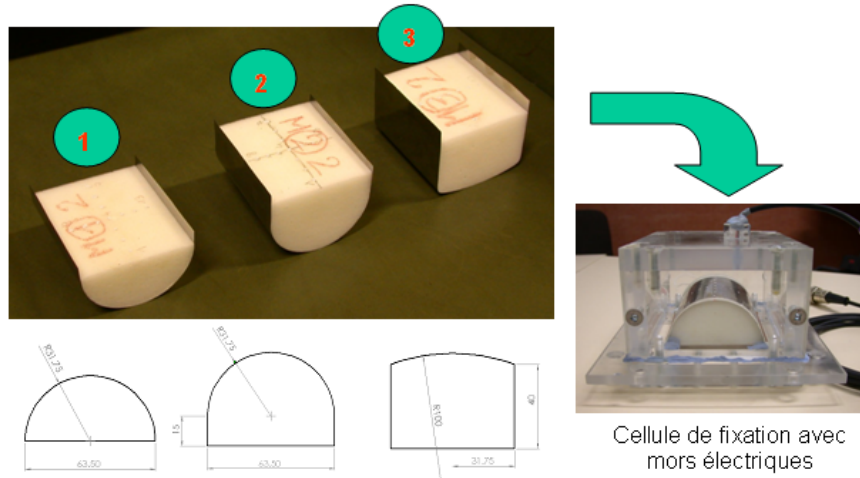


FIGURE 4.2 Les 3 prototypes de mousse adaptative et la cavité de fixation et d'alimentation

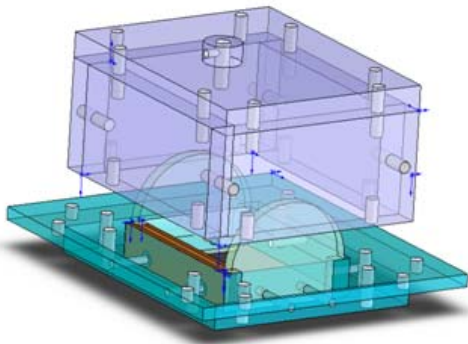


FIGURE 4.3 Modèle solid works de la cellule

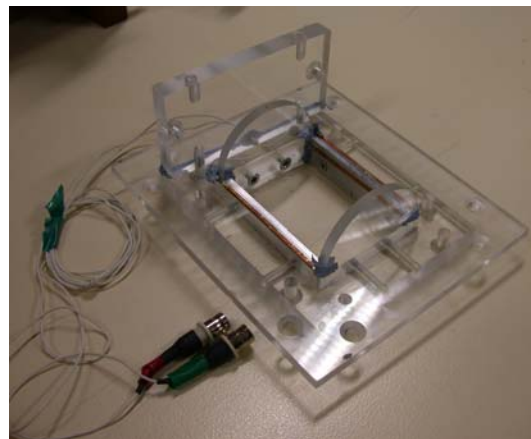


FIGURE 4.4 Photo de la cellule démontée

destruction de la mousse adaptative après utilisation. Une étude avec les cellules sans flasque (avec un fort court circuit acoustique) a aussi été menée en petite cavité (voir les résultats en annexe E).

Un microphone est placé sur la face arrière de la cavité arrière de la cellule. La position de ce microphone et les dimensions de la cavité sont données par la figure 4.6. Le microphone n'est pas centré pour permettre de mesurer la vibration du centre de la surface de PVDF avec le vibromètre laser.

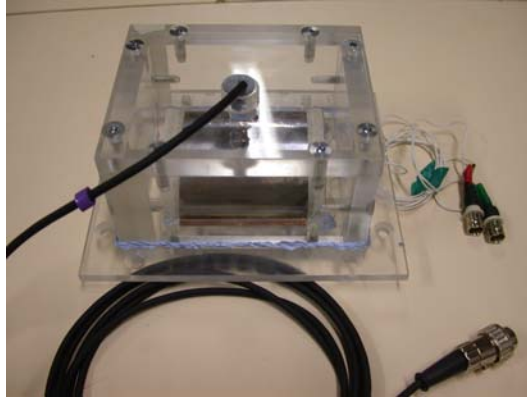


FIGURE 4.5 Illustration de la fixation du PVDF sur les flasques avec du ruban adhésif

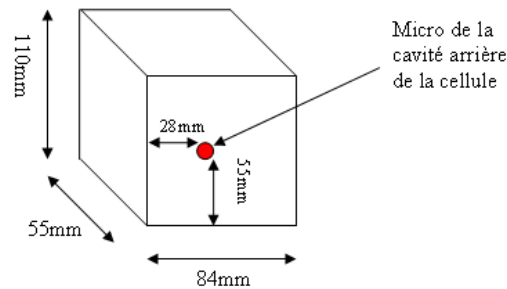


FIGURE 4.6 Dimensions intérieures de la cellule et position du microphone

4.3 Problématiques liées à la réalisation

La réalisation des mousses adaptatives est délicate et réclame une attention particulière. Les deux points problématiques sont la découpe de la mousse et du PVDF, et le collage du PVDF sur la mousse. Il est important que l'état de surface de la découpe soit bon, d'une part pour limiter l'incertitude géométrique et d'autre part, pour faciliter le collage. La découpe des mousses de mélamine a donc été réalisée au jet d'eau hyperbar. En ce qui concerne le collage, la difficulté réside principalement dans le fait que la mousse de mélamine est très poreuse ($\phi = 0.96$). Le ruban adhésif adhère très mal sur la mousse et la colle pénètre de manière incontrôlable dans les pores de la mousse. Nous avons donc utilisé une surface thermocollante pour préparer la surface de la mousse afin de pouvoir coller le PVDF à l'aide d'un ruban adhésif double face.

4.3.1 La découpe de la mousse

Plusieurs méthodes de découpe ont été essayées. Dans une première approche les mousses étaient découpées à l'aide d'une scie à ruban. Toutefois, la précision de la découpe et les états de surface de la mousse n'étaient pas satisfaisant. Nous sommes donc passés à la découpe au jet d'eau hyperbar. Cette technique, particulièrement bien adaptée au cas de la mousse de mélamine, a le double avantage de permettre une découpe nette et précise. La découpe au jet d'eau a été réalisée dans les ateliers de l'ENSAM d'Aix en Provence (voir fin annexe C).

4.3.2 La découpe du PVDF

La découpe du PVDF ne présente pas de difficulté particulière. Néanmoins, si la paire de ciseaux n'est pas parfaitement aiguisée, la découpe peut engendrer des microfilaments provenant des électrodes et pouvant créer des courts circuits. Afin d'éviter ce genre de problème il est préférable d'utiliser des ciseaux neufs et parfaitement propres. D'autre part, les arrêtes de découpe sont nettoyées à l'acétone pour retirer les éventuelles filaments ou poussières qui auraient pu se mettre entre les électrodes.

4.3.3 La préparation de la mousse et collage

L'idée est ici de préparer la surface de la mousse avec une membrane thermocollante et de remplacer la colle par du ruban adhésif double face. L'utilisation de la membrane thermocollante est indispensable pour obtenir un collage significatif du PVDF. La porosité de la mélamine est très importante et le fait que le PVDF agisse sur le collage en cisaillement est très défavorable à un collage efficace. La membrane thermocollante permet de compenser un peu ces problèmes. La mélamine résiste très bien à la chaleur et répond aux normes de sécurité incendie des avions. Il y a ici deux avantages majeurs. Avec la membrane thermocollante, on bouche les pores de la mousse à la surface (et uniquement à la surface) ce qui permet d'avoir un collage très résistant. D'autre part, l'utilisation de la membrane thermocollante et du scotch permet de connaître l'épaisseur du collage avec une relative précision tout en étant à peu près sûr que cette épaisseur est uniforme sur toute la surface. Ceci diminue les écarts entre les prototypes expérimentaux et les modèles. La feuille thermocollante est un imprimé de T-shirt très fin et le scotch est un scotch standard double face fin. Nous utilisons un fer à repasser pour coller l'imprimé de T-Shirt sur la

mousse. Le scotch double face est ensuite collé sur la surface de mousse préparée. Le PVDF est alors délicatement posé sur le scotch. Cette opération reste elle même assez délicate car il faut veiller à ne pas faire de bulles entre le PVDF et la mousse.

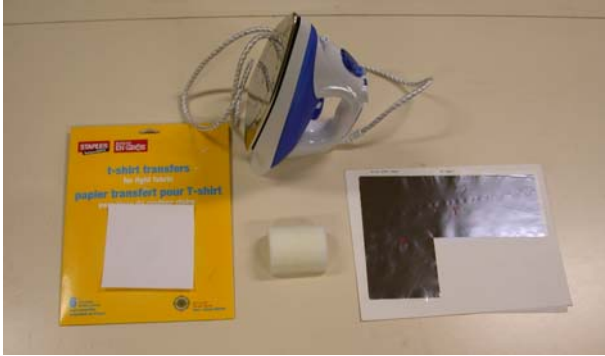


FIGURE 4.7 Matériaux pour le collage



FIGURE 4.8 Scotch utilisé pour le collage

Il est nécessaire de laisser dépasser une bande de 8mm de PVDF à la base de la mousse afin de pouvoir fixer ce dernier dans les mors électriques de la cellule.

4.4 Caractérisation des matériaux constitutifs

4.4.1 La caractérisation de la mousse de mélamine

La mousse de mélamine a été en partie caractérisée au GAUS et en partie au LMA (tableau 7.1). Le détail de la caractérisation est donné en annexe D.

L'orientation de la mousse dans les prototypes de mousse adaptative est donnée dans la figure 4.9.

4.4.2 Les propriétés du PVDF

Les caractéristiques mécaniques et électriques du PVDF proviennent de l'article de Bailo et al [Bailo *et al.*, 2003] traitant de l'utilisation de polymères piézoélectriques pour la réalisation de diaphragmes actifs (tableau 4.3). Le PVDF utilisé pour réaliser les prototypes est un film

paramètres	valeur	unités
ϕ	0.96	<i>SU</i>
σ	15300	<i>N.s.m⁻⁴</i>
α_∞	1.02	<i>SU</i>
Λ	105.10^{-6}	<i>m</i>
Λ'	205.10^{-6}	<i>m</i>
ρ	9	<i>Kg.m⁻³</i>
E_x	400000	<i>N.m⁻²</i>
E_y	180000	<i>N.m⁻²</i>
E_z	55000	<i>N.m⁻²</i>
ν_{xy}	0.4	<i>SU</i>
ν_{xz}	0.4	<i>SU</i>
ν_{yz}	0.4	<i>SU</i>
η_p	0.05	<i>SU</i>

TABLE 4.2 Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine

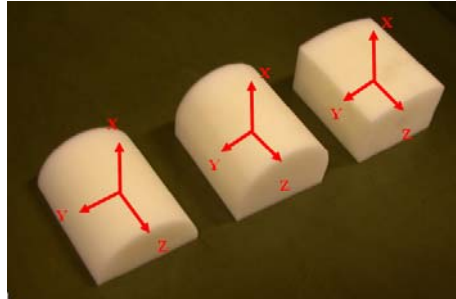


FIGURE 4.9 Orientation de la mousse dans les mousses adaptatives

polymère piézoélectrique de 28 microns d'épaisseur avec des électrodes en alliage de cuivre et nickel.

4.4.3 La caractérisation du collage

Les paramètres mécaniques du collage ont été obtenus en menant une analyse paramétrique (annexe E). Compte-tenu de la très petite épaisseur du collage et de sa faible rigidité, les paramètres mécaniques sont particulièrement difficiles à caractériser et les paramètres obtenus ne constituent qu'une estimation (tableau 4.4). De plus nous avons fait l'hypothèse que le collage

paramètres	valeur	unités
E	5.4×10^9	$N.m^{-2}$
ρ	1780	$Kg.m^{-3}$
η	0.05	SU
ν	0.18	SU
$E_{paissieur}$	28×10^{-6}	m
e_{31}	0.03599	$C.m^{-2}$
e_{32}	0.13087	$C.m^{-2}$
e_{33}	- 0.33	$C.m^{-2}$
ε_{33}	1×10^{-10}	$F.m^{-1}$

TABLE 4.3 Paramètres électriques et élastiques du PVDF

était élastique et isotrope, ce qui n'est certainement pas le cas.

paramètres	valeur	unités
E	1×10^9	$N.m^{-2}$
ρ	1300	$Kg.m^{-3}$
η	0.1	SU
ν	0.4	SU
$E_{paissieur}$	200×10^{-6}	m

TABLE 4.4 Paramètres mécaniques du collage

4.5 Domaine d'utilisation des prototypes en tant que transducteur

La linéarité des sources est un point essentiel pour la validation du code et pour la mise en place du contrôle actif. Dans le code toutes les équations sont linéaires et les prototypes doivent donc être utilisés dans leur domaine de linéarité. Un des indicateurs de cette linéarité est le niveau de distorsion. Plus il est important et moins la réponse est linéaire.

Dans cette section, nous allons présenter en premier lieu une vérification du comportement de l'amplificateur et en second lieu une étude sur la linéarité de l'ensemble de la chaîne amplificateur + mousse adaptative. L'électronique présente dans les amplificateurs capacitifs est sensible et est souvent source de non linéarité. L'étude présentée ici n'est qu'une évaluation du

domaine d'utilisation des mousses adaptatives en fréquence et en amplitude et en aucun cas une caractérisation rigoureuse de la linéarité des mousses adaptatives.

Les mesures sont réalisées en analyse FFT sur la plage de fréquences d'étude [0-6400Hz] avec une résolution de 2 Hz. Le fenêtrage utilisé est de type uniforme. Le signal d'excitation envoyé dans les mousses adaptatives est un sinus pur à 200Hz, 500Hz, 1000Hz et 1500Hz avec différentes amplitudes d'entrée dans l'amplificateur capacitif (0.07Vrms, 0.35Vrms, 0.7Vrms, 1.06Vrms). La pression pour chaque combinaison est mesurée en champ libre à l'avant de la mousse adaptative avec un microphone GRAS placé à 10 cm de la mousse et dans la cavité arrière avec le microphone à électret intégré à la cavité. La tension d'entrée et de sortie de l'amplificateur est mesurée simultanément à la pression afin de pouvoir évaluer la linéarité de ce dernier. La figure 4.10 présente le banc de mesure.



FIGURE 4.10 Photo du montage pour l'évaluation de la linéarité des mousses adaptatives

Le niveau de distorsion en dB est évalué comme suit :

$$\tau_{dist} = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum_{n=2}^{n=na} h_n^2}{\sum_{n=1}^{n=na} h_n^2} \right) \quad (4.1)$$

Avec h_1^2 la pression quadratique du fondamental (ou tension quadratique aux bornes de la mousse adaptative) et h_n^2 ($n > 1$) les pressions quadratiques (ou tensions quadratiques aux bornes de la mousse adaptative) des harmoniques jusqu'à l'harmonique na . Le nombre d'harmonique dépend de la fréquence étudiée.

Il est à noter que la plage d'analyse utilisée [0-6400Hz] fausse un peu les mesures de distorsion à 1500Hz puisqu'on ne dispose que de trois harmoniques.

Les courbes de distorsion présentent le niveau de distorsion (en dB) de l'amplificateur ou

de la chaîne amplificateur + mousse adaptative en fonction de la fréquence et de la tension aux bornes de la mousse adaptative. Le détail est donné en annexe G.

4.5.1 Limite de linéarité de l'amplificateur capacitif

La réponse de l'amplificateur dépend de la capacité placée à ses bornes de sortie. Le gain de l'amplificateur capacitif n'est pas constant en fonction de la fréquence. Il n'est pas non plus constant en fonction de la capacité aux bornes de sortie et de la tension d'entrée au delà d'une certaine fréquence qui fixe la limite de linéarité de l'amplificateur.

Un effet de compression apparaît au dessus de 1000Hz pour des tensions d'entrée supérieures à 0.7Vrms associées à une capacité importante aux bornes de sortie de l'amplificateur (>35nF). Le phénomène de compression est dû à l'incapacité de l'amplificateur de débiter le courant nécessaire pour des tensions de sortie importantes et des fréquences élevées. En effet, le courant à débiter pour une tension donnée est proportionnel à la fréquence et à la capacité de sortie. Plus la capacité augmente à la sortie (plus la surface de PVDF augmente) et plus l'amplificateur doit débiter de courant pour une fréquence et une tension d'entrée donnée. Les mousses adaptatives n'ont pas la même surface de PVDF et donc une capacité différente (tableau 4.1).

Quand l'amplificateur alimente la mousse adaptative 1, la linéarité de l'amplificateur pour une fréquence de 1500Hz n'est plus assurée au delà d'une tension d'entrée de 0.7Vrms (160Vrms en sortie). Il y a une augmentation significative du niveau de distorsion au delà de 0.7Vrms et le rapport entre la tension de sortie et la tension d'entrée n'est plus linéaire. A partir de 1000Hz et pour une tension d'entrée supérieure à 0.7Vrms (130Vrms en sortie), il y a un phénomène de compression et le gain chute quand on augmente la tension d'entrée.

Quand l'amplificateur alimente les mousses adaptatives 2 ou 3 (qui ont des capacités voisines), la linéarité n'est plus assurée à partir de 0.7Vrms en entrée (140Vrms en sortie) à 1000Hz et 0.35Vrms en entrée (100Vrms en sortie) à 1500Hz. À partir de 1000Hz et pour une tension d'entrée supérieure à 0.35Vrms, il y a un phénomène de compression important.

Le tableau 4.5.1 résume les tensions maximales de sortie de l'amplificateur capacitif en dessous desquels le taux de distorsion reste faible. Ces tensions maximales sont données en fonction des mousses adaptatives et de la fréquence. En basses fréquences, nous ne sommes pas allés jusqu'à la limite de linéarité de l'amplificateur capacitif et nous nous contenterons de

donner les tensions maximales que nous avons mesurées.

	mousse adaptative 1	mousse adaptative 2	mousse adaptative 3
200Hz	>155Vrms	>155Vrms	>155Vrms
500Hz	>165Vrms	>165Vrms	>165Vrms
1000Hz	>190Vrms	≤140Vrms	≤140Vrms
1500Hz	≤160Vrms	≤100Vrms	≤100Vrms

TABLE 4.5 Tensions de sortie maximales de l'amplificateur capacitif en fonction de la mousse adaptative et de la fréquence pour que l'amplificateur reste dans le domaine linéaire

4.5.2 Linéarité des 3 prototypes de mousse adaptative

La figure 4.11 donne les niveaux de distorsion en champ libre et dans la cavité arrière pour chaque prototype de mousse adaptative. Le niveau de distorsion ainsi mesuré provient de la distorsion propre des mousses adaptatives (réalisation, géométrie...), mais aussi dans une moindre mesure de la distorsion de l'amplificateur capacitif. Toutefois, les courbes de distorsion ci-dessous sont données pour des niveaux de tension pour lesquels l'amplificateur est considéré comme étant linéaire (niveaux de distorsion inférieurs à -30dB ce qui correspond à un taux de distorsion de l'ordre de 1% en considérant 5 harmoniques).

Les niveaux de distorsion observés en champ libre sont généralement assez importants dans les basses fréquences pour toutes les mousses adaptatives. Les niveaux de distorsion sont plus faibles pour les fréquences 500Hz et 1000Hz mais remontent à la fréquence 1500Hz. Ceci correspond au comportement classique d'un transducteur acoustique : le niveau de distorsion est important en dessous d'une limite basses fréquences et au dessus d'une limite hautes fréquences. Il est faible entre ces deux limites de fréquence qui détermine la plage d'utilisation du transducteur. La mesure en champ libre est une estimation assez grossière, car elle a été réalisée dans une zone comprise entre le champ proche et le champ lointain. De plus, la mesure n'a pas été réalisée en chambre anéchoïque et des réflexions parasites ainsi que le bruit de fond ont pu largement perturber l'évaluation de la distorsion. Une évaluation rigoureuse du niveau de distorsion dans les basses fréquences semble particulièrement difficile à réaliser car les mousses adaptatives rayonnent dans cette plage de fréquences.

Dans la cavité arrière, la distorsion est assez faible dans les basses fréquences et est relative-

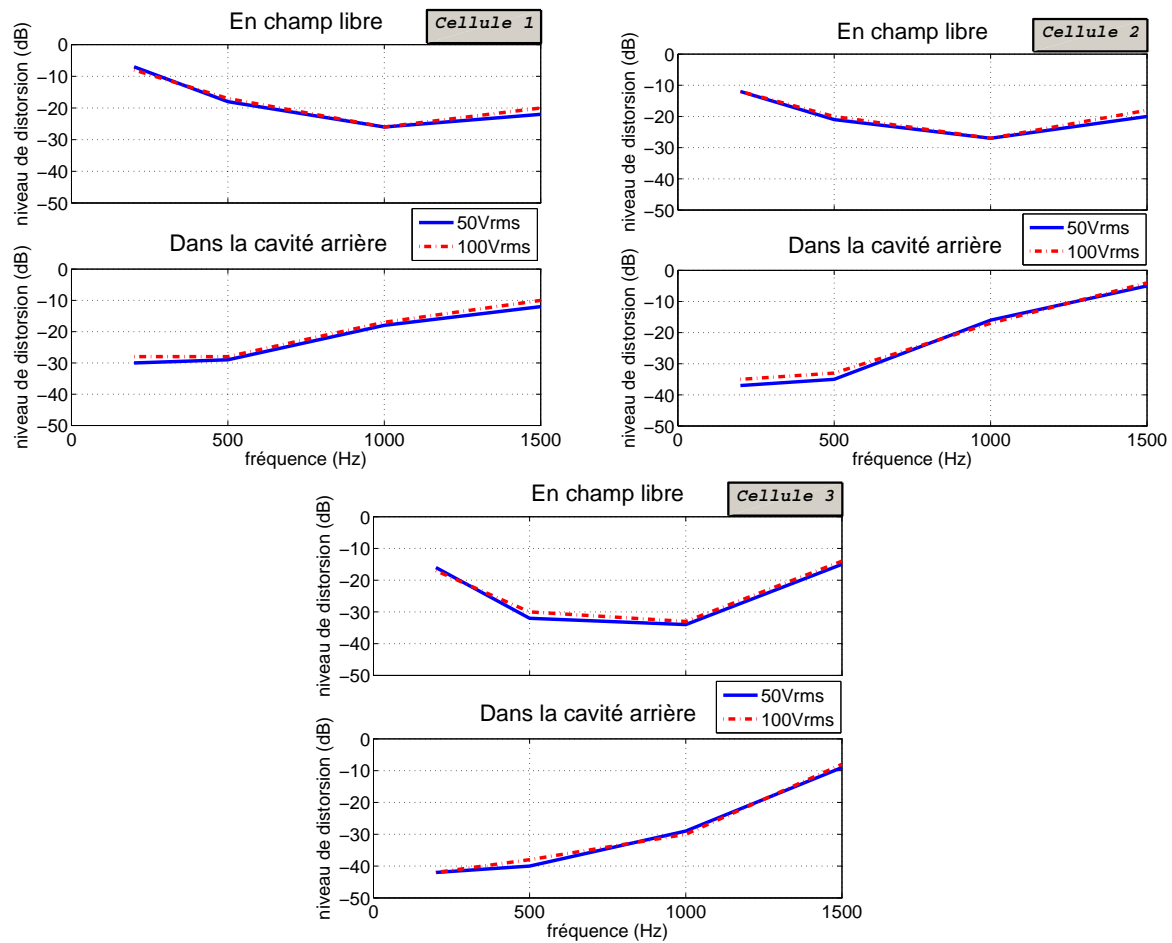


FIGURE 4.11 Niveau de distorsion des mousses adaptatives en dB en fonction de la fréquence pour deux tensions d'alimentation (en haut à gauche la cellule 1, en haut à droite la cellule 2, en bas la cellule 3)

ment importante dans les hautes fréquences. Plus la fréquence augmente et plus les niveaux de distorsion augmentent.

La figure 4.12 donne les réponses fréquentielles en pression de la cellule 1 pour une excitation de 100Vrms à 200Hz, 500Hz et 1500Hz. Cette figure est une illustration qui permet de compléter la figure 4.11. Pour une excitation à 200Hz, le niveau de pression généré à 200Hz en champ libre est très faible et le niveau des harmoniques est relativement important à partir de 1000Hz. Ceci illustre la faible efficacité de rayonnement de la cellule 1 dans les basses fréquences et le fort niveau de distorsion. Dans la petite cavité où l'impédance de la cavité facilite l'établissement d'une pression importante, le niveau de pression à 200Hz est important et le niveau des harmoniques relativement faible par rapport au fondamental. Pour une excitation à

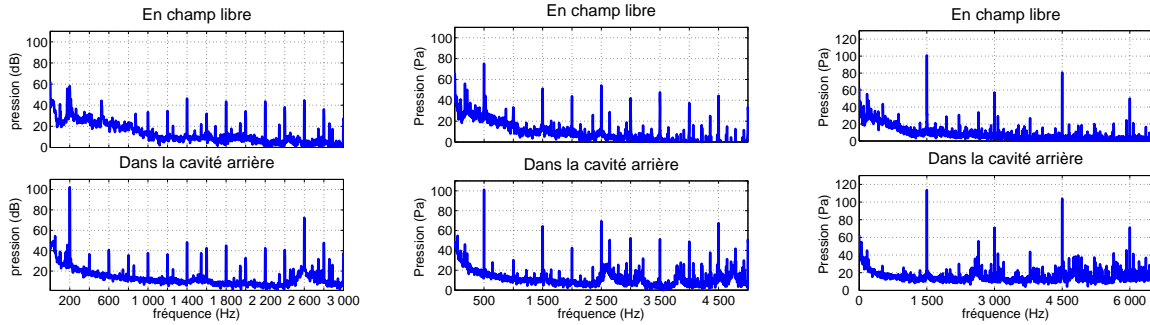


FIGURE 4.12 Réponse en pression de la mousse adaptative 1 pour une excitation de 100Vrms à 200Hz (gauche) , à 500Hz (centre) et à 1500Hz (droite)

500Hz, le rayonnement en champ libre est bien meilleur, mais les harmoniques ont un niveau relativement important. Les harmoniques dominantes sont les harmoniques 3 et 5 aussi bien en champ libre que dans la cavité arrière. À 1500 Hz c'est aussi l'harmonique 3 qui domine (la 5 n'est pas visible).

La distorsion a plusieurs origines :

- **La courbure du PVDF.** Elle entraîne un débit avant et arrière différent et engendre un couplage en les ondes longitudinales en transversales. C'est une distorsion d'ordre géométrique.
- **Les défauts de réalisation** (collage, dissymétries, encastrement...). Ils favorisent l'expression de la distorsion géométrique.
- **Les modes de résonance.** Aux fréquences de résonances, les amplitudes de déplacement sont plus importantes, ce qui favorise l'expression de la distorsion géométrique. D'autre part, les modes de résonance facilitent le couplage des différentes ondes et donc indirectement l'expression des harmoniques.
- **Le comportement non linéaire des matériaux constitutifs.** Le collage du PVDF a probablement un comportement viscoélastique.

Dans les basses fréquences, l'importance du niveau de distorsion en champ libre peut s'expliquer par la faible efficacité de rayonnement des mousses adaptatives. Celle ci empêche l'expression du fondamental au détriment des harmoniques supérieures favorisées par la distorsion (cf figure 4.12 à 200Hz). Ceci est moins vrai dans la cavité arrière où la petite taille de la cavité permet la génération d'une pression importante à la fréquence fondamentale. Toutefois, on peut constater qu'il y a quand même de la distorsion (cf figure 4.12 à 200Hz).

Dans les moyennes fréquences (entre 500Hz et 1000Hz), l'efficacité de rayonnement est

bonne aussi bien en champ libre que dans la cavité arrière et l'effet relatif de la distorsion est minimisé par l'amplitude importante du fondamental.

Dans les hautes fréquences, l'efficacité de rayonnement est importante mais il y a une remonté du niveau des harmoniques. La distorsion peut s'expliquer par l'apparition des modes structuraux dans l'ensemble mousse + PVDF. Les modes facilitent le couplage des ondes longitudinales et transversales et l'expression des défauts de réalisation. Un autre facteur important réside dans la distorsion de l'amplificateur capacitif. Dans les basses fréquences, le taux de distorsion est très faible, mais à 1500Hz, il commence à être de l'ordre de 1% sur la troisième harmonique. Si on part du principe que la pression est proportionnelle à l'accélération (vrai en champ libre) et que la déplacement de la mousse adaptative est proportionnel à la tension d'alimentation, alors un taux de distorsion de 1% sur la troisième harmonique (4500Hz) générée par l'amplificateur pour un signal à 1500Hz engendrera un taux de distorsion de 10% sur la troisième harmonique de pression. Ceci correspond à un niveau de distorsion de -20dB, si on ne considère qu'une harmonique. Si maintenant, on considère un nombre important d'harmonique, le niveau de distorsion sera encore plus grand.

Le tableau 4.6 donne la plage de fréquence pour laquelle le niveau de distorsion en champ libre est inférieur à -20dB et ce pour chaque prototype de mousse adaptative ayant une tension d'alimentation inférieure ou égale à 100Vrms. Un niveau de distorsion de -20dB indique que le report de l'énergie sur les harmoniques est de l'ordre de 10% du fondamental. Ce qui correspond à une diminution de la pression fondamentale de 1 dB par rapport à un système linéaire. Un niveau de distorsion de -10dB correspond à une report d'énergie sur les harmoniques de 30%, ce qui correspond à une erreur sur la pression du fondamental d'un peu moins de 3dB.

	mousse adaptative 1	mousse adaptative 2	mousse adaptative 3
En champ libre	[700Hz 1500Hz]	[500 - 1500Hz]	[250Hz-1300Hz]
Dans la cavité arrière	[<200Hz 900Hz]	[<200Hz 900Hz]	[<200Hz 1200Hz]

TABLE 4.6 Plage de fréquence pour laquelle les mousses adaptatives ont un niveau de distorsion inférieur à -20dB pour une alimentation inférieure ou égale à 100Vrms

Il semblerait que plus la surface de PVDF est importante et plus la plage d'utilisation en fréquence est grande et se place dans les basses fréquences.

4.5.3 Bilan sur le domaine d'utilisation des mousses adaptatives

Il faut distinguer ici l'aspect validation de l'aspect contrôle. La validation sera menée dans plusieurs cavités : une très petite cavité, un tube de Kundt, et une grande cavité et ce avec une tension d'excitation comprise entre 50Vrms et 100Vrms. Le contrôle sera effectué dans un tube de Kundt. La petite cavité de validation se rapproche de la cavité arrière de la cellule de part son volume, le tube est entre la cavité arrière de la cellule et le champ libre. La grande cavité se rapproche plus du champ libre. Pour la validation, la distorsion de l'amplificateur ne devrait pas affecter les résultats. En effet les mesures de validation sont faites avec des excitations harmoniques et résultent des fonctions de transfert entre la sortie de l'amplificateur et les capteurs de pression ou de vitesse. Par contre la distorsion propre des mousses adaptatives risque de faire varier les amplitudes mesurées par rapport aux amplitudes prédites par le modèle. L'hypothèse de linéarité du modèle élément finis empêche toute prise en compte de la distorsion. Les forts niveaux de distorsion peuvent donc affecter de manière importante les comparaisons numériques/expérimentales. Les niveaux donnés par le modèle devraient être plus importants que ceux mesurés expérimentalement. On s'attend à des écarts de l'ordre de 3dB à 5dB dans le haut du spectre. Dans les basses fréquences, cet écart devrait être bien moindre car le modèle intègre le fait que les mousses adaptatives rayonnent peu dans les basses fréquences.

En ce qui concerne le contrôle, la distorsion est beaucoup plus gênante, notamment la distorsion importante dans les basses fréquences. En effet en contrôle large bande adaptatif, le fait de vouloir contrôler les basses fréquences risque fort de dégrader le contrôle aux hautes fréquences à cause, du rayonnement important des harmoniques associées à des fréquences fondamentales dans les basses fréquences.

4.6 Efficacité de transduction des prototypes - estimation du débit

4.6.1 Méthode

Afin de comparer l'efficacité de transduction des mousses adaptatives dans un milieu fermé, une estimation du débit des mousses adaptatives a été réalisée à partir de mesures de pression menées dans une petite cavité. La cavité avant et la cavité arrière de la cellule ont des dimensions telles qu'il n'y a pas de mode acoustique en dessous de 1500Hz (cf figure 4.13). Les pressions

sont mesurées dans les cavités avant et arrière avec des microphones à électret (cf figure 4.13). Les mesures sont réalisées dans la plage de fréquence (50-1500Hz) en sinus pur par pas de 5Hz. La tension d'alimentation des mousses adaptatives est de 100 V crête.

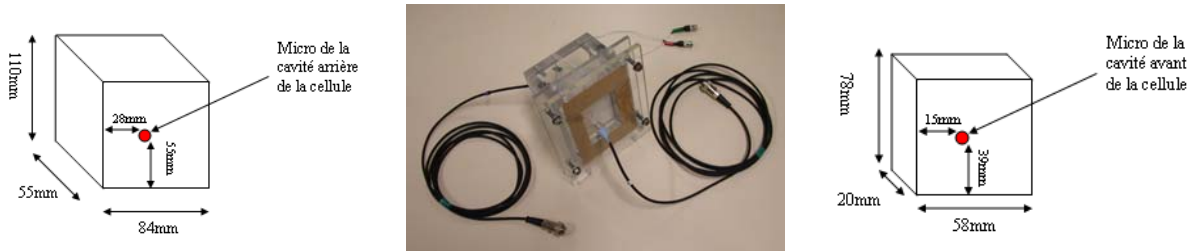


FIGURE 4.13 Dimension des cavités arrière et avant et position des microphones. A gauche la cavité arrière de la cellule ; au centre la cellule montée sur la cavité avant ; à droite la cavité avant.

À cause de la variabilité du volume propre des mousses adaptatives (et des flasques qui leur sont associés), le volume d'air dans la cavité arrière de la cellule et la cavité avant varie en fonction de la mousse adaptative utilisée (cf Tab 4.6.1). Il n'est alors pas possible de comparer directement l'efficacité des transducteurs par la simple comparaison des mesures de pression.

Volume d'air (cm^3)	Cellule 1	Cellule 2	Cellule 3
dans la cavité arrière	360	271	245
dans la cavité avant (hors mousse)	98	100	101
dans la cavité avant (avec mousse)	218	292	316
volume d'air total avec mousse	578	563	561

TABLE 4.7 Volume d'air présent dans la cavité arrière de la cellule et dans la petite cavité avant

Afin d'avoir une base commune de comparaison, nous avons pris le parti de présenter une estimation du débit généré pour un Volt dans la cavité avant et arrière.

Lorsque la plus grande dimension de la cavité est petite devant la longueur d'onde, l'impédance de la cavité, définie comme la pression sur le débit acoustique généré par un piston conjoint à cette cavité, peut être estimée avec l'expression 4.2 :

$$Z_{cav} = \frac{\rho_0 c_0^2}{j\omega V} \quad (4.2)$$

avec ρ_0 la masse volumique de l'air, c_0 la célérité des ondes acoustiques, ω la pulsation et V le volume de la cavité.

Dans notre cas la plus grande dimension de la cavité arrière est 11cm et la longueur d'onde à 1500Hz est de 23 cm. L'estimation de l'impédance ne sera valable qu'en basses fréquences. Au dessus de 1000Hz l'estimation est faussée, entre 500 et 1000Hz elle n'est pas très bonne et au dessous de 500Hz l'estimation de l'impédance peut être considérée valide. Toutefois, dans notre cas, la cavité arrière est remplie au moins à moitié de mousse recouverte de PVDF ce qui réduit le volume de la cavité et étend la plage de validité de l'estimation. Pour que l'estimation du débit soit valable il faut que la pression soit uniforme dans la cavité. Le comportement modal des mousses adaptatives 2 et 3 peut perturber l'uniformité de la pression dans la cavité au dessus de 750Hz.

On limite donc la validité de l'estimation du débit à 750Hz.

A partir de l'expression de l'impédance de la cavité, le débit acoustique s'écrit :

$$Q = \frac{P \cdot j\omega V}{\rho_0 c_0^2} \quad (4.3)$$

avec P la pression dans la cavité et Q le débit acoustique.

Pour l'estimation du débit dans la cavité avant, deux volumes peuvent être utilisés : le volume d'air hors mousse, le volume d'air englobant l'air contenu dans la mousse. On ne présente que le débit estimé en tenant compte du volume d'air contenu dans la mousse. En effet, il doit y avoir égalité des débits avant et arrière et cette égalité n'est pas rencontrée si on utilise le volume d'air avant hors mousse. Cela nous donne une information importante sur le fonctionnement de la mousse adaptative aux basses fréquences. ***Ce n'est pas la surface de la mousse qui rayonne, mais plutôt la surface de PVDF collée à l'arrière de la mousse. Ceci n'est en rien surprenant compte tenu de la forte porosité de la mousse de mélamine (96%).***

Dans les graphiques, l'estimation du débit est normalisée par la tension d'alimentation des mousses adaptatives.

En petite cavité, aux basses fréquences, la pression est proportionnelle au déplacement. Une pression quasiment plate en fonction de la fréquence indique un comportement de type générateur de déplacement.

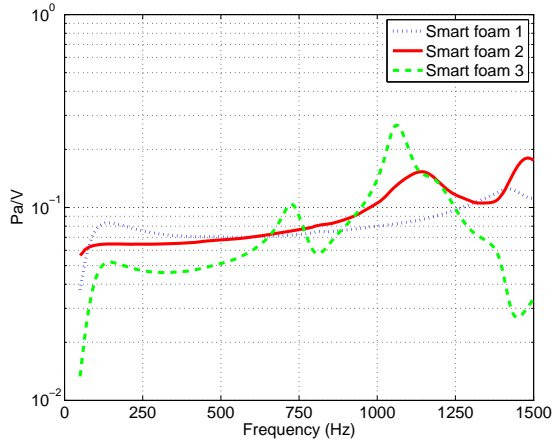


FIGURE 4.14 Comparaison des sensibilités de pression dans la cavité avant des trois types de mousse adaptative exprimé en Pa/V

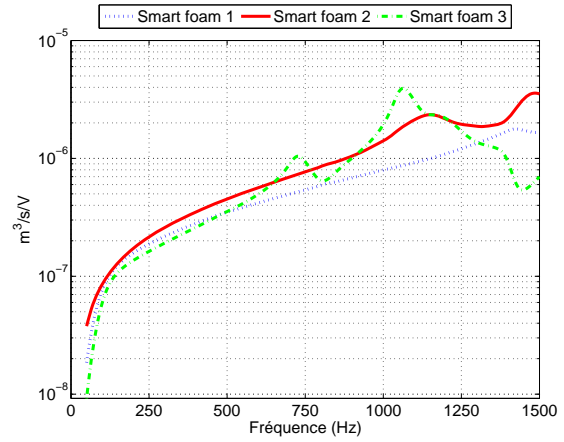


FIGURE 4.15 Comparaison des sensibilité en débit dans la cavité avant des trois types de mousse adaptative exprimé en m^3/V

4.6.2 Comparaison des trois prototypes

La figure 4.14 a uniquement une valeur qualitative. Elle permet de voir la régularité de la réponse en fréquence des trois prototypes et d'ainsi avoir une information sur les gammes de fréquences pour lesquelles le comportement est plus adapté au contrôle.

Les informations contenues dans la figure 4.15 sont peu fiables au delà de 750Hz. Toutefois, c'est dans les basses fréquences que l'efficacité des transducteurs est primordiale pour le contrôle. La figure 4.15 est donc particulièrement intéressante pour comparer l'efficacité des mousses adaptatives aux basses fréquences (en dessous de 500Hz).

La figure 4.15 montre que c'est la mousse adaptative 2 qui a le débit le plus important. La surface apparente de rayonnement des cellules est la même pour toutes les mousses adaptatives. La pression dans une cavité quelconque de rayonnement sera d'autant plus importante que le débit de la cellule est important.

On aurait pu supposer que plus la surface de PVDF serait importante et plus le débit apparent de la cellule le serait, mais on peut constater sur la figure 4.15 que ce n'est pas le cas car la mousse adaptative 3, dont la surface de PVDF est la plus importante, n'a pas le débit le plus important (surface de PVDF : mousse adaptative 1 = 78 cm^2 , mousse adaptative 2 = 101 cm^2 , mousse adaptative 3 = 115 cm^2). En effet *ce n'est pas la surface de PVDF qui est importante,*

mais plutôt la capacité qu'a cette surface à générer du déplacement et de la pression. Une surface trop grande peut induire des modes de déplacement qui rayonnent peu. Une surface de PVDF trop petite n'engendrera que des déplacements d'amplitude limitées et donc des niveaux de pression relativement faibles.

La mousse adaptative la meilleure sera celle dont le débit sera le meilleur par rapport à la tension injectée, mais aussi par rapport à la surface de PVDF. De ce point de vue, même si la mousse adaptative 2 a un meilleur débit, la mousse adaptative 1 a un très bon débit dans les basses fréquences avec environ 20% moins de PVDF. Il est important de noter que plus la surface de PVDF augmente plus le courant à fournir par l'amplificateur est importante et plus l'énergie électrique consommée est importante.

La figure 4.14 montre clairement que c'est la mousse adaptative 1 qui a le comportement le plus régulier sur la plage de fréquence [50-1500Hz]. Elle a un comportement de type générateur de déplacement sur quasiment la totalité de la plage de fréquence. Le comportement de générateur de déplacement se limite à 1000Hz pour la mousse adaptative 2 et à 500Hz pour la mousse adaptative 3. D'un point de vue contrôle actif, il est préférable d'avoir un comportement régulier en fonction de la fréquence.

La cellule 2 semble comporter moins de fuites et de court-circuits acoustiques que les cellules 1 et 3. Ceci est un problème inhérent à la qualité de la réalisation et de montage des mousses adaptatives dans les supports de la cavité. L'étanchéité à la jonction entre les flasques, les mors électriques et la mousse est particulièrement délicate à réaliser. Malgré une attention particulière à ce sujet, des fuites ont dû subsister.

En conclusion, la comparaison peut se résumer ainsi. La mousse adaptative 1 a l'avantage d'avoir une réponse très régulière en fonction de la fréquence sur toute la plage [50-1500Hz]. Toutefois son débit normalisé par la tension d'alimentation est plus faible que celui de la mousse adaptative 2. La mousse adaptative 2 apparaît comme étant un compromis efficace en terme de régularité et de débit. Elle a le débit le plus important et son comportement est relativement régulier jusqu'à 1000Hz. Il est dur de trancher pour la mousse adaptative 3 car l'estimation de son débit ne semble valable que jusqu'à 750Hz. Son débit n'est pas mauvais mais il semble que l'irrégularité de sa réponse en fonction de la fréquence pourrait constituer un désavantage pour le contrôle.

Un critère de classement intéressant pourrait être le débit normalisé par la courant électrique

injecté dans la mousse adaptative. En effet cette normalisation tiendrait compte aussi bien de la surface de PVDF et de la tension d'alimentation.

4.7 Conclusion

Trois prototypes de mousse adaptative ont été conçus et réalisés en respectant les contraintes liées à la validation expérimentale et à la mise en place du contrôle en tube d'impédance. Le choix de la mélamine comme matériau absorbant et du type de PVDF a été explicité. Les problématiques liées à la réalisation des prototypes, notamment le collage du PVDF sur les mousses adaptatives ont été décrites. Les paramètres des différents matériaux (mousse de mélamine, PVDF, collage) et les méthodes de mesure de ces paramètres ont été présentés. Une étude sur la linéarité de l'amplificateur et des trois prototypes réalisés a permis de mettre en avant le fort niveau de distorsion des prototypes en dessous de 500Hz et au dessus de 1500Hz. Ce niveau de distorsion est potentiellement un facteur limitant pour le contrôle aux basses fréquences. Le débit des mousses adaptatives a été évalué par une mesure de pression en petite cavité. La mousse adaptative 2 apparaît comme celle qui a le débit le plus important et qui potentiellement aura les meilleures capacités pour le contrôle.

CHAPITRE 5

VALIDATION DU MODÈLE NUMÉRIQUE

5.1 Une validation expérimentale incontournable

La validation expérimentale est incontournable compte tenu du caractère 3D du modèle et des géométries complexes mises en jeu. Il n'existe pas de code commercial capable de modéliser à la fois des matériaux poroélastiques orthotropes et des matériaux piézoélectriques. D'autre part, il est impossible de modéliser analytiquement le couplage de structures piézoélectriques et poroélastiques de géométrie complexe avec des conditions aux limites tenant compte de la réalité du problème. Dans la démarche d'élaboration du modèle, mise à part l'élément poroélastique orthotrope, tous les éléments ont été validés un par un en référence à des codes numériques existants (Novafem, Nastran, Ansys) ou par comparaison avec des modèles analytiques pour les structures simples. Seule la validation expérimentale est détaillée ici. Une étude analytique préliminaire est toutefois présentée en début de chapitre afin de s'assurer de la validité du couplage entre un matériau poroélastique, un piston et un fluide. Nous avons utilisé pour cela la première configuration d'absorbeur hybride présentée dans le premier chapitre.

La validation expérimentale du code repose sur les mesures obtenues avec les trois configurations de mousse adaptative présentées au chapitre précédent. L'ensemble mousse adaptative + cavité d'alimentation sera appelée une cellule dans la suite du document.

La première étape de validation concerne le comportement passif des cellules. Elle s'appuie sur la mesure expérimentale du coefficient d'absorption passif des trois cellules. La mesure de l'absorption passive est réalisée dans un tube de Kundt (voir figure 5.2). Le PVDF n'est pas alimenté.

La deuxième étape de validation concerne le comportement des cellules en tant qu'action-

neur. Elle repose sur les mesures de déplacement du centre de la surface de PVDF et du centre de la surface de la mousse lorsque les cellules sont couplées avec trois cavités de géométrie différentes, ainsi que sur les mesures de pression dans ces mêmes cavités. La première cavité est une petite cavité n'ayant pas de mode acoustique dans la plage de fréquence étudiée (figure 5.1). La deuxième cavité est un tube de Kundt dans lequel ne se propagent que des ondes planes (figure 5.2). La troisième cavité est une cavité dans laquelle il y a des modes couplés (figure 5.3). La validation dans trois cavités différentes permet d'avoir une vision du couplage des cellules avec des cavités ayant des comportements modaux différents. Compte tenu des similitudes observées pour les comparaisons des déplacements de la mousse et du PVDF dans les divers cavités, seuls les déplacements mesurés et calculés quand la cellule est couplée au tube de Kundt seront présentés.

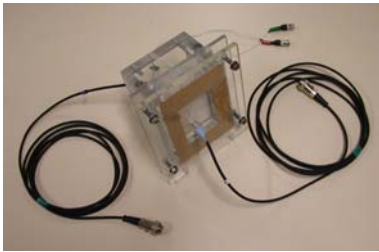


FIGURE 5.1 La petite cavité



FIGURE 5.2 Le tube de Kundt

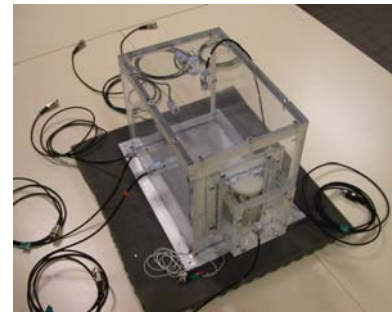


FIGURE 5.3 La grosse cavité

La chaîne de mesure fait intervenir des capteurs de pression et de vitesse et un analyseur multivoies. Les capteurs de pression sont des microphones à électret alimentés par une carte d'alimentation multivoies. Le capteur de vitesse est un vibromètre laser à effet Doppler. L'analyseur est analyseur multivoies comportant un générateur de signal. Le détail des éléments de la chaîne de mesure est donné en annexe C.

5.2 Validation analytique préliminaire du couplage fluide-poroélastique

Le but est ici de s'assurer que le code numérique donne bien les mêmes résultats que ceux fournis par le modèle analytique utilisé au premier chapitre. Pour mener à bien cette vérification, nous avons utilisé la configuration faisant intervenir une mousse collée à un piston dans un tube (cf figure 5.4 et 5.5). Le principe de calcul de la consigne optimale numérique est donné à la fin du chapitre présentant le code numérique (chapitre 3.7). Nous faisons l'hypothèse qu'aucune

onde de cisaillement ne se propage.

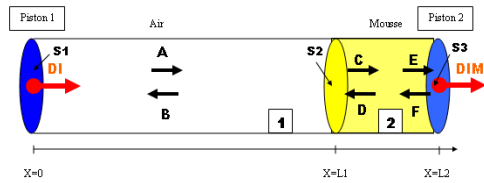


FIGURE 5.4 Schéma de la mousse collée sur un piston dans un tube

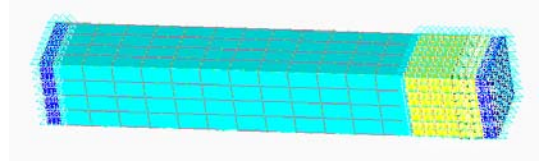


FIGURE 5.5 Maillage du modèle numérique

La dimension du maillage a été calculée de manière à ce qu'il y ait 8 éléments quadratiques fluides par longueur d'onde à 2000Hz et au moins 8 éléments poroélastiques par longueur d'onde de compression dans le poreux à 2000Hz. Le matériau poroélastique utilisé est la mousse de mélamine isotrope utilisée au premier chapitre (tableau 2.1).

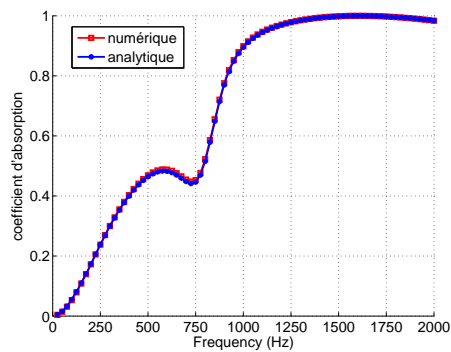


FIGURE 5.6 Comparaison des coefficients d'absorption passifs obtenus avec le modèle numérique et le modèle analytique

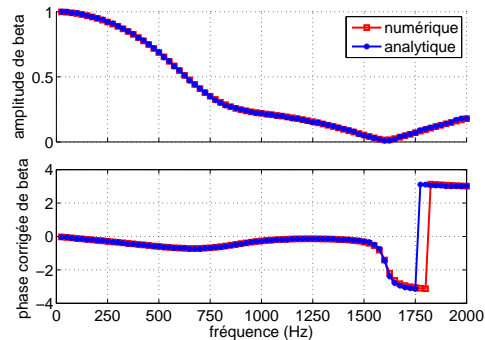


FIGURE 5.7 Comparaison des β optimaux obtenus avec le modèle numérique et le modèle analytique

Les figures 5.6, 5.7 et 5.8, présentant respectivement, les coefficients d'absorption acoustique, la commande de déplacement optimale, les puissances de dissipation par effet visqueux en contrôle obtenus avec le modèle analytique et le modèle numérique, nous assurent de la parfaite concordance du modèle numérique avec le modèle analytique.

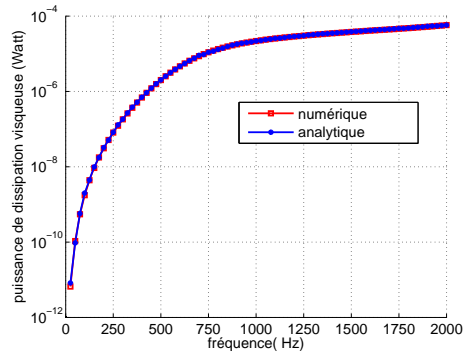


FIGURE 5.8 Comparaison des puissances de dissipation par effet visqueux obtenues avec le modèle numérique et le modèle analytique

5.3 Descriptif des cavités de mesure

5.3.1 Le tube

La section du tube correspond à la section de sortie de la cellule (58x78mm). **La fréquence de coupure du tube se situe donc à 2200 Hz** ce qui nous assure qu'il ne se propage que des ondes longitudinales jusqu'à 1500Hz. Cinq positions de microphone sont réparties sur la longueur du tube afin de permettre la mesure de l'absorption et la mesure du rayonnement en différents points du tube (figure 5.13).

Il y a deux configurations d'utilisation pour le tube.

La première configuration sert à mesurer l'absorption. On ajoute alors une petite rallonge au tube comprenant deux haut-parleurs AURA NSW2-326-8A face à face (figure 5.11 et 5.10) afin de réduire la vibration engendrée sur le tube. Le tube a alors une longueur totale de 99cm (figure 5.9).

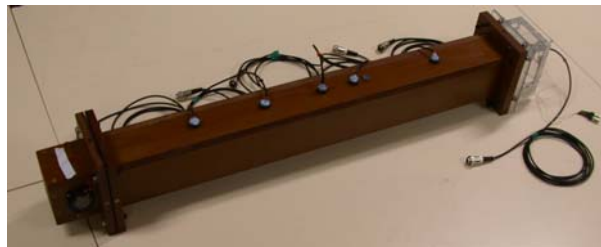


FIGURE 5.9 Tube de Kundt pour l'absorption



FIGURE 5.10 Cavité d'excitation avec HP face à face



FIGURE 5.11 HP Aura utilisé pour l'excitation dans le mesure de l'absorption

La deuxième configuration du tube sert à mesurer le rayonnement de la cellule. La plaque en plexiglass utilisée pour former la petite cavité est fixée en bout de tube. La longueur du tube est alors de 90,5cm (figure 5.12).



FIGURE 5.12 Tube de Kundt en configuration mesure du rayonnement de la cellule

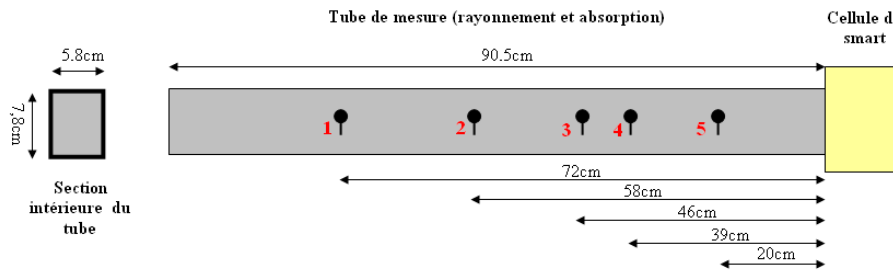


FIGURE 5.13 Positions des microphones de mesure dans le tube

5.3.2 La petite cavité

Elle ne comporte pas de modes en dessous 1500Hz. La cellule est fermée par une plaque en plexiglass comportant une ouverture pour un microphone (figure 5.14). L'étanchéité entre la plaque de plexiglass et la cellule est réalisée grâce à un joint en liège d'épaisseur 1 mm (figure 5.15). La plaque a été réalisée en plexiglass pour permettre les mesures de vitesse de la surface de la mousse par l'intermédiaire du vibromètre laser.

Les dimensions intérieures de la petite cavité sont données par la figure 5.16.



FIGURE 5.14 Plaque fermant la cellule

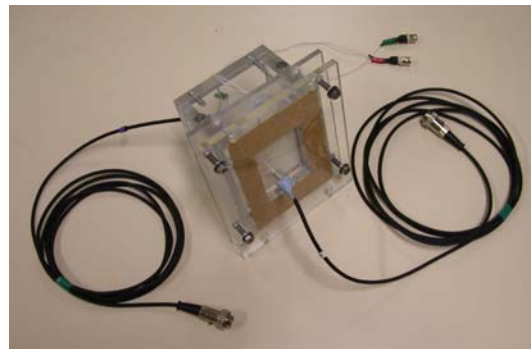


FIGURE 5.15 Cellule montée sur la petite cavité de mesure

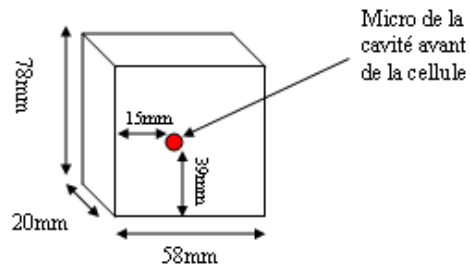


FIGURE 5.16 Dimensions intérieures de la petite cavité et position du microphone

5.3.3 La grosse cavité

La cavité a été réalisée en plexiglass afin de pouvoir faire des mesures de vitesse de la surface de la mousse au vibromètre laser (figure 5.3). La cavité a pour dimension $L_1=30\text{cm}$, $L_2=25\text{cm}$, $L_3=20\text{cm}$. Le détail des dimensions de la cavité et de la position des microphones est donné sur la figure 5.18. Le tableau 5.3.3 liste les modes acoustiques de la cavité jusqu'à 1500Hz.

Type de mode	Fréquence (Hz)
Axial L1	575(1); 1150(2)
Axial L2	690(1); 1380(2)
Axial L3	865(1);
Tangentiel (L1,L2)	900(1,1); 1340(2,1); 1495(1,2)
Tangentiel (L1,L3)	1035(1,1); 1440(2,1)
Tangentiel (L2,L3)	1100(1,1)
Oblique (L1,L2,L3)	1245(1,1,1)

TABLE 5.1 Liste des modes présents dans la cavité jusqu'à 1500Hz

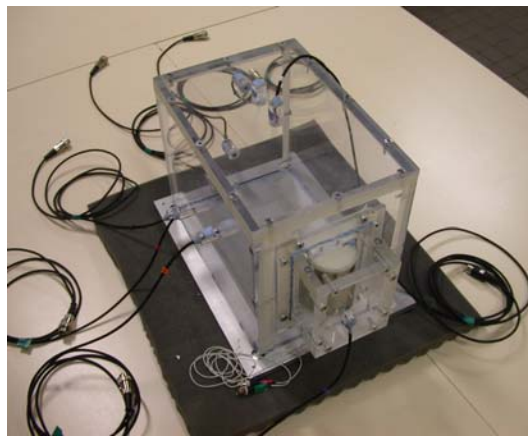


FIGURE 5.17 Grosse cavité de validation

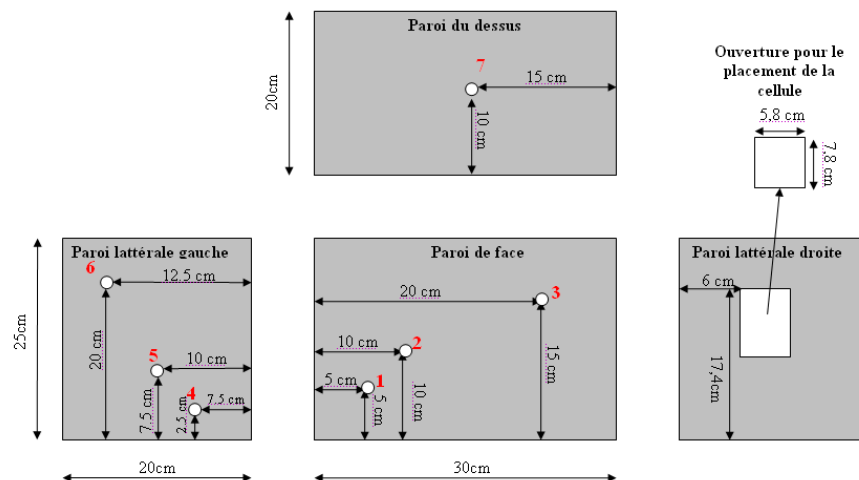


FIGURE 5.18 Positionnement des microphones et dimensions de la grosse cavité de mesure

5.4 Modèles numériques

Les modèles numériques reproduisent au mieux les configurations de validation (absorption en tube, configuration de fonctionnement en petite cavité, dans un tube et en grosse cavité).

Au niveau des flasques, une couche d'air d'un millimètre, modélisée avec des éléments fluides, est interposée entre le flasque et le bord latéral de la mousse. Ceci permet de s'approcher au mieux des conditions expérimentales où la mousse ne touche pas directement les flasques.

Les éléments de plaque piézoélectriques et les éléments de plaque élastiques modélisant le collage (scotch + film thermocollant) sont coïncidents et ont les mêmes noeuds. Il n'y a donc pas d'effet de "bending" lié au collage.

Les éléments de plaque piézoélectriques sont encastrés au niveau des mors. On bloque toutes les rotations et les translations. Au niveau du contact avec les flasques, l'encastrement est moins restrictif car on ne bloque que les translations.

Dimensionnement des maillages

La fréquence maximale de la plage d'étude est 1500Hz. À cette fréquence, la longueur d'onde acoustique est de 23cm. La plus grande dimension des éléments acoustiques doit donc être inférieure à 5.75cm pour respecter le critère de 4 éléments par longueur d'onde. Dans la cavité arrière et devant la mousse (2cm), la taille des éléments fluide est relativement petite (0.7cm) afin de tenir compte des ondes évanescents. Dans la petite cavité de validation, la dimension des éléments acoustiques est toujours égale ou inférieure à 0.7cm. Dans le tube ou dans la grande cavité, la taille des éléments fluides (autres qu'en champ proche de la mousse) est inférieure à 3cm.

Le dimensionnement des éléments poroélastiques est plus délicat car l'élément utilisé est orthotrope et les longueurs d'onde varient suivant la direction de propagation. Le calcul des longueurs d'onde est donné dans le livre de référence de J.F Allard à la page 129. [Allard, 1993]. Nous avons fait le choix de faire le dimensionnement à partir du calcul des longueurs d'onde d'un poreux isotrope ayant un module de Young égal au plus petit module de Young de la mélamine effectivement utilisée ($E_{max} = 55000 \text{ N.m}^{-2}$). À 1500Hz, les longueurs d'onde de compression d'origine solide et fluide sont alors de 14.5cm et 7.5cm. La longueur d'onde

de cisaillement est égale à 3cm. La plus grande dimension des éléments poreux est d'environ 0.5 cm. Ceci permet d'avoir au moins 6 éléments quadratiques par longueur d'onde ce qui est suffisant pour converger correctement.

Le calcul des longueurs d'onde de compression et de cisaillement est plus délicat dans le cas du film PVDF car celui-ci est couplé à la mousse par l'intermédiaire du collage, ce qui se traduit par un ajout de masse et de raideur conséquent changeant de manière importante le comportement du film. À 1500Hz, la longueur d'onde de compression du PVDF est supérieure à 110cm et la longueur d'onde de cisaillement est d'environ 0.8cm. Pour pouvoir modéliser le comportement du PVDF seul, il faudrait des éléments avec des dimensions inférieures à 0.2cm. Une si petite taille d'éléments de plaque piézoélectrique obligerait à avoir des éléments poreux, élastiques et acoustiques de cet ordre de grandeur, ce qui engendrerait des maillages énormes. Nous avons pris le parti d'utiliser des éléments de 0.5cm, en prenant le soin de vérifier, avec une petite étude de convergence, que les résultats fournis avec cette taille d'élément (maillage utilisé) étaient identiques aux résultats obtenus avec des éléments de 0.2cm (maillage raffiné). Le modèle pour cette comparaison utilise la géométrie de la mousse adaptative 1 avec uniquement le PVDF, la colle et la mousse de mélamine, sans couplage avec le fluide. La figure 5.19 présente la comparaison des vitesses quadratiques du PVDF et du poreux avec le maillage utilisé et le maillage raffiné. La comparaison est bonne ce qui confirme que la taille de maillage que nous avons choisie est correcte.

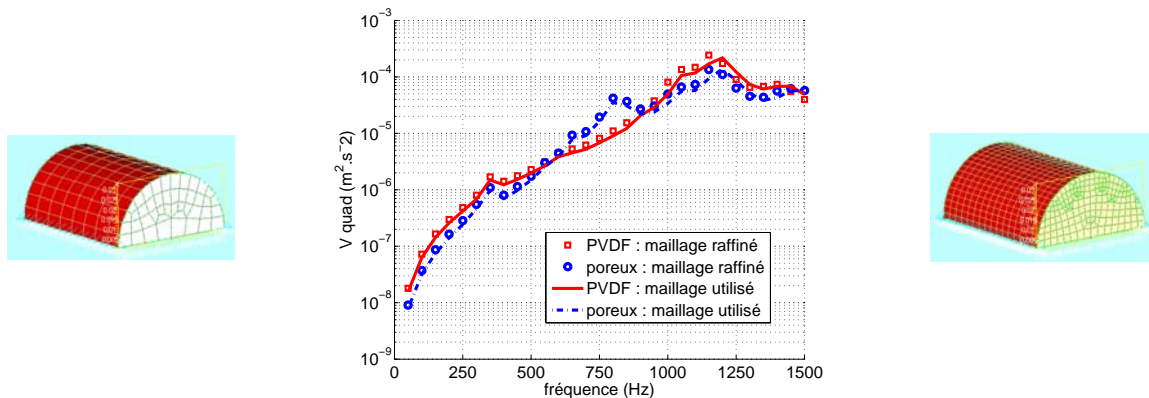


FIGURE 5.19 Comparaison de la vitesse quadratique du poreux et du PVDF avec le maillage utilisé et avec un maillage raffiné (à gauche le maillage normal, à droite le maillage raffiné)

Caractéristiques des maillages

Les caractéristiques des maillages utilisés pour le calcul de l'absorption et le rayonnement dans le tube sont données par le tableau 5.4.

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 3
Éléments de coque piézoélectrique et élastique	128 x 2	128 x 2	160 x 2
Éléments poroélastiques	480	496	544
Éléments acoustiques	3072	2468	2584
Nombre total d'éléments	3808	3220	3448
Nombre de noeuds	18121	15697	16713
Nombre de ddl	28339	26177	28839

TABLE 5.2 Caractéristiques du maillage des modèles pour le calcul de l'absorption et du rayonnement en tube

Les caractéristiques des maillages utilisés pour le calcul numérique dans la petite cavité sont données par le tableau 5.4.

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 3
Éléments de coque piézoélectrique et élastique	128 x 2	128 x 2	160 x 2
Éléments poroélastiques	480	492	544
Éléments acoustiques	1472	2468	2920
Nombre total d'éléments	2208	3216	3784
Nombre de noeuds	7032	8047	8451
Nombre de ddl	15401	18833	20883

TABLE 5.3 Caractéristiques du maillage de la configuration en petite cavité

Les caractéristiques des maillages utilisés pour le calcul numérique dans la grande cavité sont données par le tableau 5.4.

5.5 Résultats des mesures de validation expérimentale du modèle de mousse adaptative

5.5.1 Absorption passive

La méthode de mesure de l'absorption est une méthode de mesure à plusieurs microphones permettant de couvrir la plage de fréquence d'étude [50-1500Hz]. Quatre doublets micropho-

	Prototype 1	Prototype 2	Prototype 3
Éléments de coque piézoélectrique et élastique	128 x 2	128 x 2	160 x 2
Éléments poroélastiques	480	492	544
Éléments acoustiques	4328	3688	3672
Nombre total d'élément	5064	4424	4484
Nombre de noeuds	23229	20475	20821
Nombre de ddl	33805	31261	33253

TABLE 5.4 Caractéristiques du maillage de la configuration en grande cavité

riques sont utilisés et permettent l'obtention de coefficients d'absorption moyennés. Le détail de la méthode est donné en annexe F.

La source est modélisée par un piston plan ayant un déplacement imposé de 1 micron. Le calcul numérique de l'absorption est effectué de la même manière qu'expérimentalement.

Comparaison des coefficients d'absorption passifs des trois prototypes (mesures expérimentales)

Les coefficients d'absorption présentés sur la figure 5.20 ont été obtenus en utilisant des signaux harmoniques sur la plage de fréquences [50 - 1500Hz] par pas de 25Hz.

Il existe trois zones de fréquences qu'il faut absolument distinguer pour l'analyse.

Dans la zone **a** (50-100Hz), les coefficients d'absorption mesurés remontent vers les basses fréquences. Ceci ne correspond pas à la physique de l'absorbant et résulte de biais de mesure certainement dus à des fuites. Ces fuites peuvent venir du tube, de l'étanchéité des portes microphones, mais plus probablement d'un court-circuit acoustique entre le tube et la cavité arrière de la cellule. Bien qu'il ait été porté une attention particulière sur le colmatage des fuites, il est impossible de garantir qu'il n'y en ait pas effectivement.

Dans la zone **b** (100 - 700Hz), seul le mode plan est présent et les trois prototypes peuvent être comparés au premier ordre. L'absorption de la cellule 1 est inférieure à celle de la cellule 2 qui est elle même légèrement inférieure à l'absorption de la cellule 3. Ce classement des coefficients d'absorption peut être mis en relation avec le volume propre d'absorbant de chaque prototype : 125cm^3 pour la mousse adaptative 1, 200cm^3 pour la mousse adaptative 2 et 225cm^3

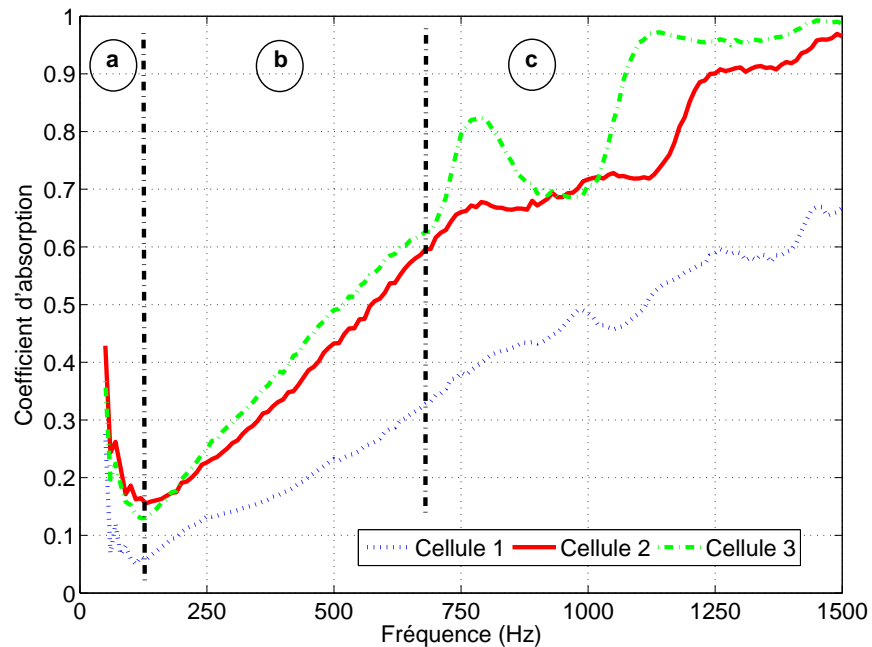


FIGURE 5.20 Coefficient d'absorption passive mesuré pour les 3 cellules. (zone a = doute sur la mesure ; zone b = comparaison du premier ordre ; zone c = comportement modal)

pour la mousse adaptative 3. Étant donné que tous les prototypes ont la même surface de mousse apparente au tube, on peut calculer une profondeur moyenne en divisant le volume de la mousse par la surface apparente de la mousse. On obtient alors, 2.5cm pour le prototype 1, 4cm pour le prototype 2 et 4.4cm pour le prototype 3. Avec les mesures disponibles, il est impossible de savoir si c'est le volume d'absorbant ou l'épaisseur moyenne d'absorbant qui est déterminante dans l'absorption.

Dans la zone *c* (700 - 1500Hz), les "bosses" observables sur les courbes d'absorption (5.20) correspondent à des modes de compression. Le comportement modal dépend de la forme et du volume de la mousse ainsi que des propriétés mécaniques et acoustiques du matériau absorbant. La mousse adaptative 1 ne semble pas avoir de mode de compression assez marqué pour être observable sur la courbe d'absorption. Le mode de compression de la mousse adaptative 2 n'est pas très marqué alors qu'il est nettement visible pour la mousse adaptative 3. Le fait de ne pas avoir de mode de compression dans la plage de fréquence de contrôle devrait constituer un avantage pour le contrôle.

Le calcul d'incertitude est donné en annexe F. Il est clair que la mesure de l'absorption est

sensible à la température et très sensible au positionnement et à la précision des microphones.

Il semble que la précision de la mesure dans la configuration de notre montage expérimental ne permette pas de descendre en dessous de 100 Hz. La plage de fréquence d'étude sera donc limité à [100-1500Hz]

Comparaison des coefficients d'absorption numériques et expérimentaux

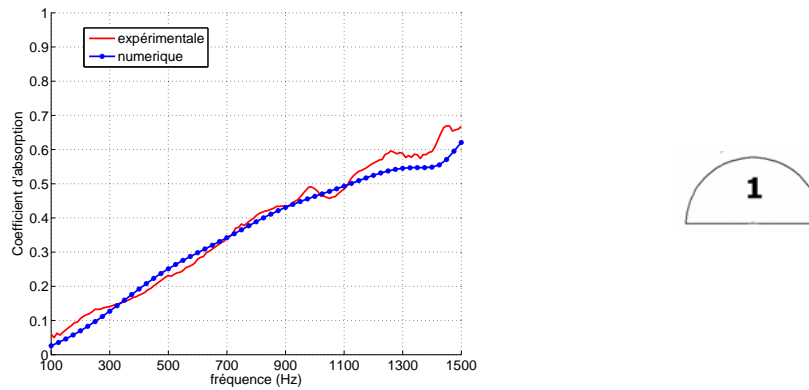


FIGURE 5.21 Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 1

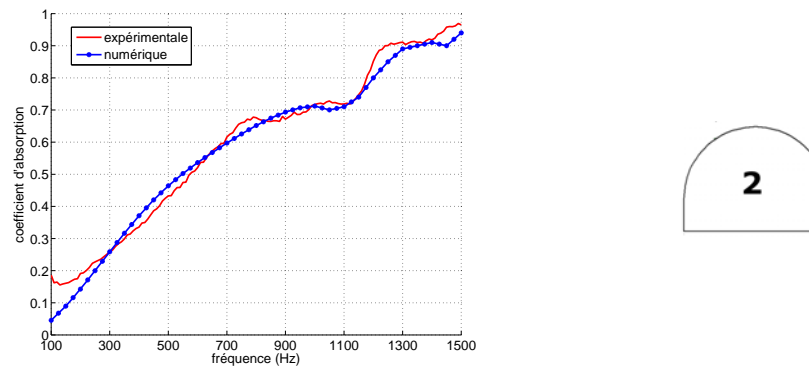


FIGURE 5.22 Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 2

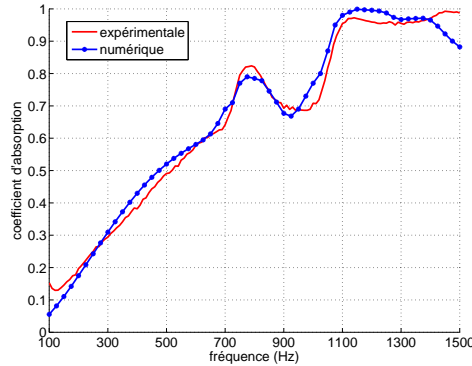


FIGURE 5.23 Comparaison de l'absorption expérimentale et de l'absorption numérique de la cellule 3

Bilan pour la mesure de l'absorption

Pour la cellule 1 (figure 5.21), l'évaluation numérique du coefficient d'absorption est très proche de la mesure. Le calcul numérique sous-estime néanmoins légèrement l'absorption de 1100Hz à 1500Hz. *Pour la cellule 2 (figure 5.22), là aussi la comparaison est très bonne.* Toutefois, en dessous de 700Hz, les pentes des coefficients d'absorption numérique et expérimental sont légèrement différentes bien que les valeurs des coefficients d'absorption soient très voisines. D'autre part, aux alentours de 100Hz, il y a une remontée de l'absorption expérimentale et il semble que dans le cas de la cellule 2, le montage comportait des fuites entre la cavité arrière et le tube plus importante qu'avec les autres prototypes. *Dans le cas de la cellule 3 (figure 5.23), l'allure globale du coefficient d'absorption est très bien approchée par le modèle. Le mode de compression est très bien décrit grâce à la représentation orthotrope de la phase solide du poreux.* Nous avons essayé avec un modèle isotrope et il a été quasiment impossible d'approcher cette courbe. Comme dans le cas de la cellule 2, la pente du coefficient d'absorption au dessous de 700Hz diffère quelque peu entre les mesures expérimentales et le modèle. Ceci pourrait s'expliquer par une légère erreur d'évaluation de la résistivité ou de la porosité de la mélamine. Par ailleurs au dessus de 1400Hz, le modèle s'éloigne des mesures et sous-estime le coefficient de réflexion.

Dans l'ensemble, les comparaisons entre mesures expérimentales et calculs numériques sont très validantes pour le modèle de mousse adaptative utilisant une définition orthotrope de la partie solide du matériau poreux.

5.5.2 Rayonnement dans le tube

Les mesures sont réalisées dans le tube de Kundt ayant servi à la mesure de l'absorption passive. Le tube est mis en configuration de rayonnement. Le comportement modal du tube est relativement simple et il y a 8 fréquences de résonance entre 100 et 1500Hz. La pression est mesurée simultanément à tous les microphones du tube et dans la cavité arrière. Compte tenu de la similitude des résultats dans le tube, seules les pressions au microphone 1 et dans la cavité arrière sont présentées ici. La vitesse normale de la mousse et du PVDF (au centre de leur surface respective) sont mesurées à l'aide d'un vibromètre laser. Nous avons pris le parti de présenter les déplacements. Le PVDF est alimenté avec une tension de 100 Volts crête (70Vrms). Les mesures ont été réalisées avec des signaux d'excitation harmoniques entre 100Hz et 1500Hz par pas de 25Hz.

Comparaison expérimentale/numérique des déplacements de la mousse et du PVDF quand la cellule est montée sur le tube

La figure 5.24 donne l'amplitude et la phase du déplacement du centre de la surface de PVDF et de mousse mesurées et calculées avec la cellule montée sur le tube pour les trois configurations de mousse adaptative. Ce sont des comparaisons locales pour lesquelles l'incertitude sur la position de mesure ne peut être écartée.

La première observation concerne le fait que dans les basses fréquences, les mousses adaptatives agissent comme des générateurs de déplacement. L'ordre de grandeur du déplacement du centre de la surface de mousse et du centre du PVDF est de 1.5 micron à 100Hz pour toutes les mousses adaptatives et ce pour une alimentation de 100 V.

Jusqu'à 900Hz, l'ordre de grandeur des déplacements et l'allure de l'amplitude et de la phase sont bien approchés par les modèles numériques. Le fait que le déplacement de la mousse soit en opposition de phase avec le déplacement du PVDF est simplement dû au fait que la mesure se fait dans deux directions opposées.

Pour la cellule 1, les allures du déplacement sont bien représentées, mais il semble que le pic observable sur le déplacement de la mousse soit légèrement décalé vers les fréquences hautes dans le cas du modèle numérique. Ce pic pourrait correspondre au premier mode de compression de la mousse. Il est possible que les conditions aux limites imposées dans le modèle, notamment

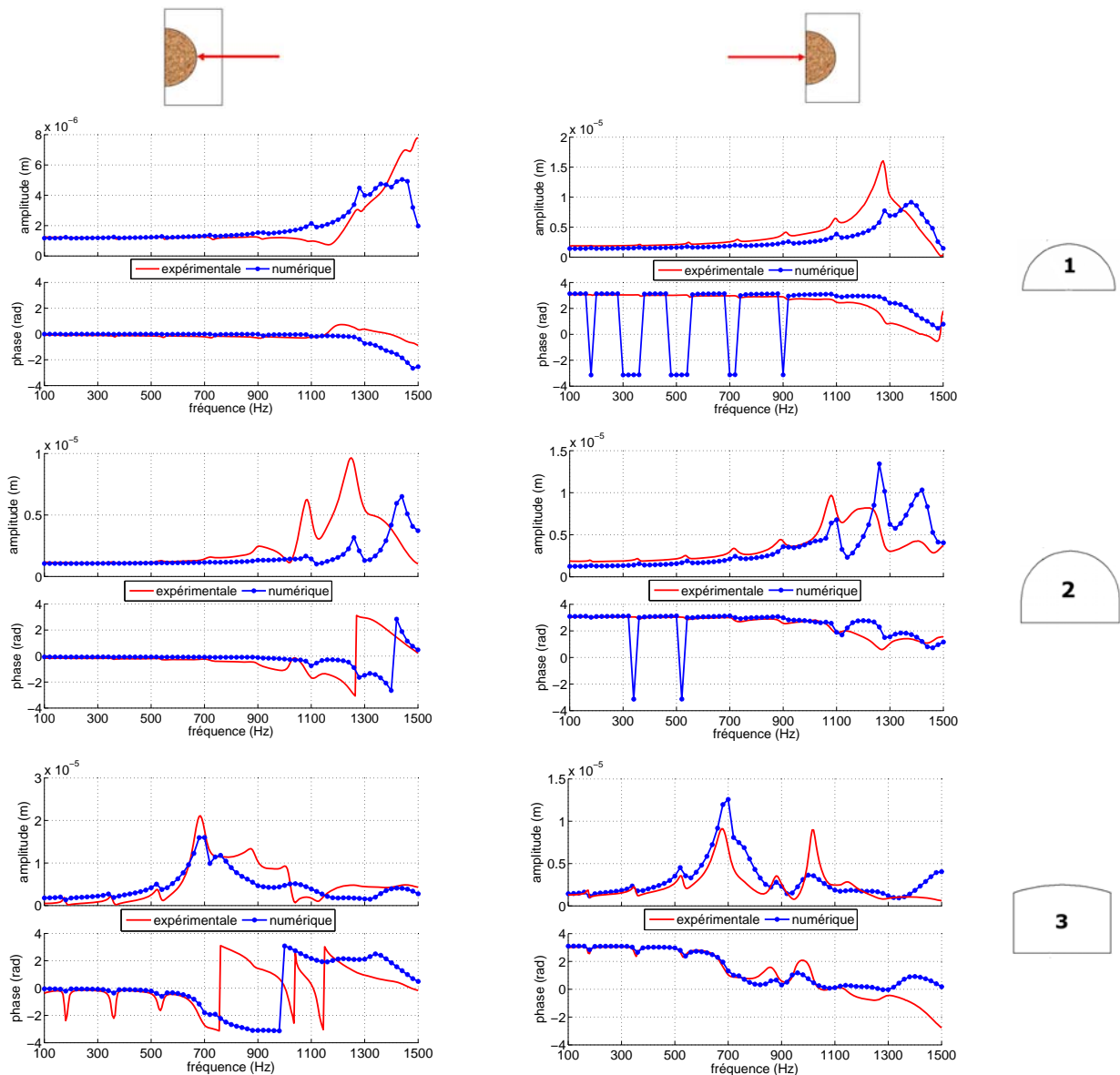


FIGURE 5.24 Comparaison numérique/expérimentale du déplacement du centre de la surface de PVDF (à gauche) et de la mousse (à droite) quand les cellules sont montées sur le tube (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)

à la jonction entre les flasques et le PVDF soient légèrement trop rigides ou que la rigidité de la mousse ait été surévaluée. Ce pic est observable sur la courbe de déplacement du PVDF, mais un autre pic plus haut en fréquence domine largement. Ce dernier pic n'est pas observable sur le déplacement de la mousse. Ceci semble indiquer, qu'il y ait un découplage entre le comportement de la mousse et le comportement du PVDF.

Pour la cellule 2, la comparaison des amplitudes et des phases est bonne jusqu'à 1000Hz.

Au dessus de 1000Hz, les allures des courbes expérimentales et numériques sont comparables, mais la fréquence des pics de résonance fournis par le modèle est surestimés. Là aussi ceci pourrait s'expliquer par une surestimation de la rigidité des conditions limites ou de la rigidité de la mousse.

Pour la cellule 3, les allures des amplitudes et des phases sont assez bien approchées par le modèle. Les pics de résonance sont à la bonne fréquence, mais l'amplitude du premier pic de résonance de la mousse est légèrement surestimé par le modèle numérique.

Sur tous les graphes, sauf peut être sur la figure donnant le déplacement du PVDF de la cellule 2, l'influence des modes du tube est visible et se manifeste par des petites inflexions sur l'amplitude et la phase. Le fait que ces inflexions ne soient pas visibles sur le déplacement du PVDF de la cellule 2, pourrait s'expliquer par la présence de fuites entre la cavité arrière et le tube engendrant une diminution relative du couplage entre le déplacement du PVDF et le déplacement de l'air dans le tube. Ceci rejoindrait les observations faites sur le coefficient d'absorption de la cellule 2. Cela pourrait aussi expliquer pourquoi le pic dans le modèle numérique apparaît à une fréquence plus élevée. En effet si il y a des fuites, la charge acoustique de la cavité arrière et du tube est moins importante et réduit donc la "rigidité ajoutée" par l'impédance de la cavité arrière sur la mousse adaptative.

Mis à part pour la cellule 2 au dessus de 1000Hz, la comparaison des déplacements est très bonne compte tenu des incertitudes sur les positions de mesure, les conditions limites et la caractérisation des matériaux (mousse, PVDF, collage).

Comparaison expérimentale/numérique des pressions dans la cavité arrière et dans le tube quand la cellule est montée sur le tube

La figure 5.25 donne l'amplitude et la phase de la pression mesurée dans la cavité arrière et dans le tube (microphone 1) quand la cellule est montée sur le tube. Même si la comparaison des pressions est locale et dépend de la position de mesure, la pression dans le tube et dans la cavité arrière est une expression du comportement moyen en déplacement de la mousse adaptative. La comparaison des pressions, notamment dans la cavité arrière, donne une idée du comportement global du modèle en déplacement.

Dans le tube, la pression est fortement influencée par le comportement modal du tube. Dans la cavité arrière, cette influence est beaucoup moins importante et se traduit uniquement par des

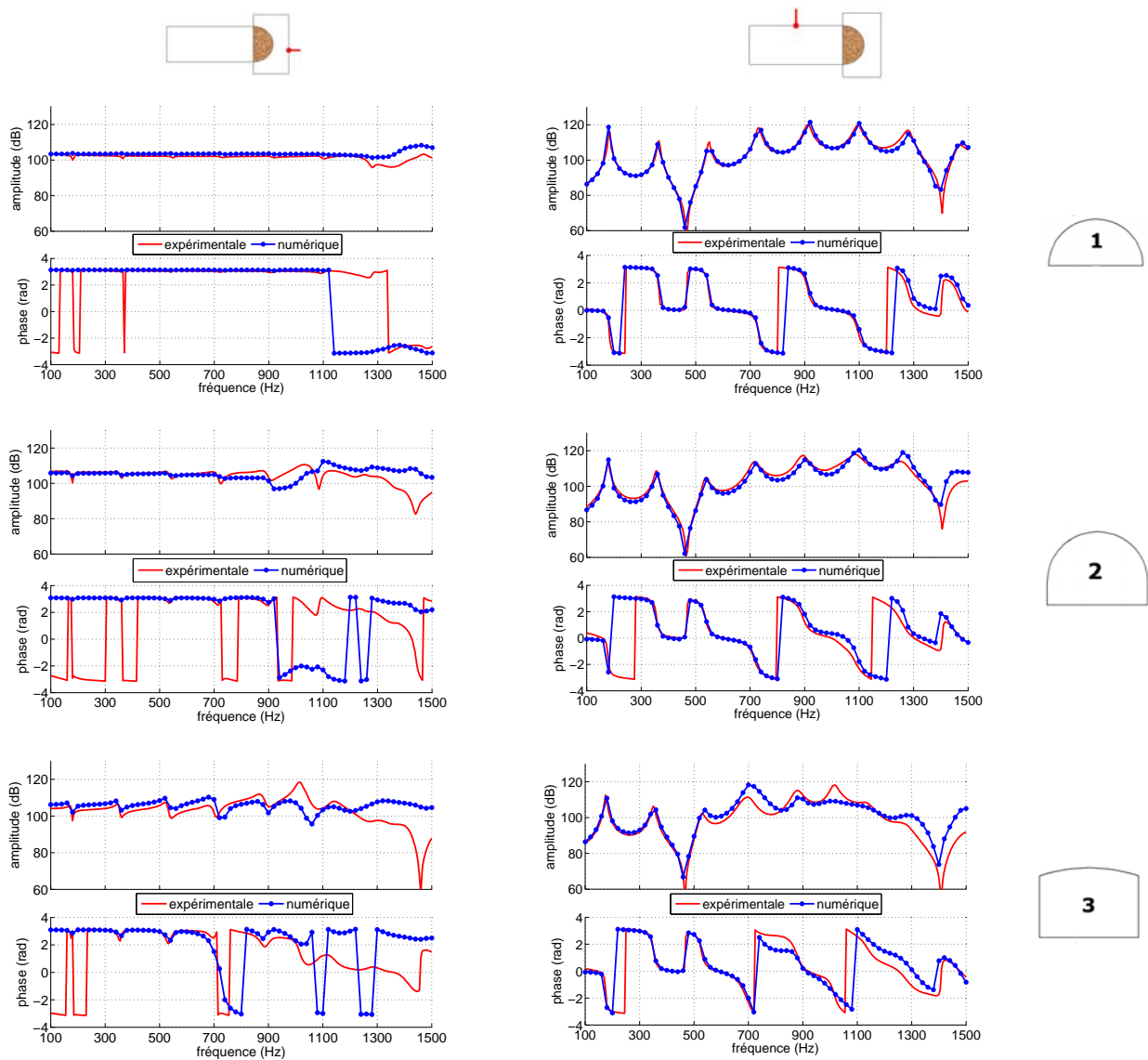


FIGURE 5.25 Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans le tube au microphone 1 (à droite) quand la cellule est montée sur le tube (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)

petites inflexions sur l'amplitude et la phase aux fréquences correspondant aux modes propres du tube.

Pour la cellule 1, les résultats fournis par le code sont excellents. Même si à partir de 1300 Hz, un écart d'environ 5dB est observable entre les calculs numériques et les mesures expérimentales, l'évaluation numérique de la pression dans le tube n'est que très peu affectée. Ceci est bien sûr dû en parti au fait que la pression dans le tube suit les modes du tube. Mais ceci est aussi dû au fait que la mousse compense une partie des erreurs de modélisation du déplacement

du PVDF. Une partie de l'écart de 5dB pourrait s'expliquer par l'augmentation du niveau de distorsion décrit au chapitre 4.5.2.

Pour la cellule 2, les résultats dans la cavité arrière sont moins bons. La concordance est bonne jusqu'à 900Hz, mais au delà, des écarts de 5dB à 10dB voir 20dB à 1450Hz sont observables, ce qui est énorme. Compte tenu des observations faites sur les déplacements, il semble cohérent d'observer de tels écarts sur la pression. Toutefois, les écarts sur la pression dans le tube ne dépassent pas 5dB. Ceci vient appuyer le fait que la pression générée dans le tube est beaucoup moins affectée que la pression générée dans la petite cavité arrière. Au vue du saut de phase à 1450Hz, le trou d'amplitude de pression observé dans la cavité arrière semble correspondre à un noeud de pression qui n'est pas pris en compte dans le modèle. Il est intéressant de constater que même en faisant un erreur importante de modélisation sur le déplacement local de la mousse et du PVDF, la pression dans le tube, qui est une expression du déplacement moyen est peu affectée.

Pour la cellule 3, la pression dans la cavité arrière est bien approchée en dessous de 900Hz, quoique légèrement surestimée. Il semble qu'il y ait ici aussi un noeud de pression à 1450Hz qui ne soit pas bien pris en compte. L'erreur sur la pression dans la cavité arrière au dessus de de 1300Hz est importante et est comprise entre 10dB et 40dB (uniquement au noeud de pression). Ici encore, la pression dans le tube ne semble pas trop affectée par les écarts constatés dans la cavité arrière. L'écart maximal ne dépasse pas 10dB.

Revenons sur les écarts important observés dans la cavité arrière à 1450Hz pour les cellules 2 et 3 et affectant peu les résultats dans le tube. Les phases semblent indiquer qu'à 1450Hz il y ait un noeud de pression correspondant à un mode en demie longueur d'onde de la cavité arrière. Le microphone est placé au milieu de la plus grande dimension de la cavité arrière (11 cm). Toutefois, le mode correspondant devrait être à 1559Hz. Si l'on admet que le noeud de pression observé résulte de ce mode, il est possible de justifier le fait que le modèle numérique ne puisse pas décrire ce noeud de pression. Le mode impliqué n'est pas dans l'axe de déplacement principal du PVDF (radial) mais orthogonal. Ce mode ne devrait donc pas être excité si les mousses adaptatives étaient parfaitement symétriques. Or, dans le cas expérimental, les dissymétries des mousses adaptatives, liées aux imperfections de réalisation, permettent l'excitation de ce mode alors que le cas numérique, le modèle est incapable de l'exciter, car il suppose une symétrie parfaite des mousses adaptatives. Le noeud de pression est d'autant plus marqué que la géométrie de la mousse est complexe, donc susceptible de comporter des dissymétries. Le noeud n'est pas franchement observable dans le cas de la cellule 1, dont la réalisation semble mieux maîtrisée.

On peut constater que les niveaux de pressions dans le tube vers le haut du spectre de fréquence d'étude sont systématiquement surestimés par le modèle. Ceci pourrait en partie être expliqué par l'augmentation du niveau de distorsion qui a tendance à diminuer l'amplitude de la pression du montage expérimentale dans les hautes fréquences.

En tenant compte de ces deux dernières observations, les résultats de comparaison de pression dans le tube et la cavité arrière sont très satisfaisants et validants pour le code.

Bilan pour la mesure de rayonnement dans le tube

La comparaison numérique expérimentale est excellente pour la cellule 1. Les seules divergences observables pour cette cellule se trouvent au niveau des déplacements de la mousse et du PVDF et ce uniquement à partir de 1000 Hz.

Pour la cellule 2, la comparaison est elle aussi très bonne jusqu'à 1000Hz, c'est à dire avant que le comportement modal de la mousse adaptative (mousse+PVDF) n'ait une influence. Bien que le comportement vibratoire ne soit pas très bien modélisé à partir de 1000Hz, la pression dans le tube n'est pas trop affectée et les valeurs calculées continuent à avoir un sens.

Dans le cas de la cellule 3, le comportement acoustique et vibratoire est bien modélisé dans l'ensemble jusqu'au premier mode de déplacement de la mousse c'est à dire 650Hz. Au delà, la comparaison est moins bonne même si le modèle donne une bonne idée de ce qui se passe dans le tube et des ordres de grandeur mis en jeu.

Le couplage avec les modes acoustiques du tube est bien représenté par les modèles numériques. On peut clairement voir l'influence de ces modes sur la pression dans la cavité arrière et les déplacements de la mousse et du PVDF.

5.5.3 Rayonnement dans la petite cavité

La petite cavité ne comporte pas de mode acoustique en dessous de 1500 Hz. La mesure des pressions nous permet de vérifier le couplage vibroacoustique de notre modèle. Dans ce cas de figure, la charge acoustique, due à la cavité avant, appliquée à la mousse adaptative est très

importante compte tenu de la petite dimension de la cavité. Le couplage entre les différentes parties (cavité avant, mousse adaptative et cavité arrière) en est d'autant plus fort. Le PVDF est alimenté avec une tension de 100 Volts crête. Les mesures ont été réalisées avec un signal d'excitation harmonique entre 100Hz et 1500Hz par pas de 25Hz.

Comparaison expérimentale/numérique des pressions dans la cavité arrière et dans la petite cavité avant, quand la cellule est montée sur la petite cavité

La figure 5.27 donne l'amplitude et la phase des pressions mesurées et calculées dans la cavité arrière de la cellule et la cavité avant pour les trois configurations de mousse adaptative.

Pour la cellule 1 la correspondance entre les mesures expérimentales et les calculs numériques est excellente jusqu'à 1100Hz et assez bonne au delà. La mesure de la pression dans la cavité avant de la cellule 1 est relativement bien approchée par le modèle numérique. La légère inflexion apparaissant sur la mesure à 1200Hz, apparaît plutôt vers 1350Hz avec le modèle. Ceci est relié aux observations faites plus haut sur le déplacement de la mousse. La cellule 1 apparaît comme un générateur de pression. En effet, en petite cavité, la pression est proportionnelle au déplacement (cf observations sur le déplacement). C'est un comportement intéressant pour une application de contrôle.

Pour la cellule 2, les ordres de grandeurs sont à peu près comparables jusqu'à 1300Hz avec des écarts inférieurs ou égaux à 5dB. Dans la cavité arrière, les courbes de pression sont toutefois peu similaires. Le modèle donne un comportement plat pour la pression alors que la mesure présente une inflexion à 700Hz, 1200Hz et 1350Hz. Ces inflexions pourraient résulter des éventuelles fuites entre la cavité avant et la cavité arrière déjà pressenties plus haut. Dans la cavité avant, le modèle approche bien la mesure jusqu'à 1200Hz et ensuite surestime la pression. Là aussi cette surestimation résulte de la surestimation du déplacement de la mousse observée plus haut.

Pour la cellule 3, il y a une bonne correspondance entre les résultats numériques et la mesure jusqu'à 600Hz dans la cavité avant et dans la cavité arrière, mais au delà les résultats numériques ne donnent ni les ordres de grandeur ni les allures de la mesure expérimentale. On retrouve ici l'influence probable du mode transverse de la cavité arrière qui vient fortement dégrader la comparaison aux alentours de 1450Hz.

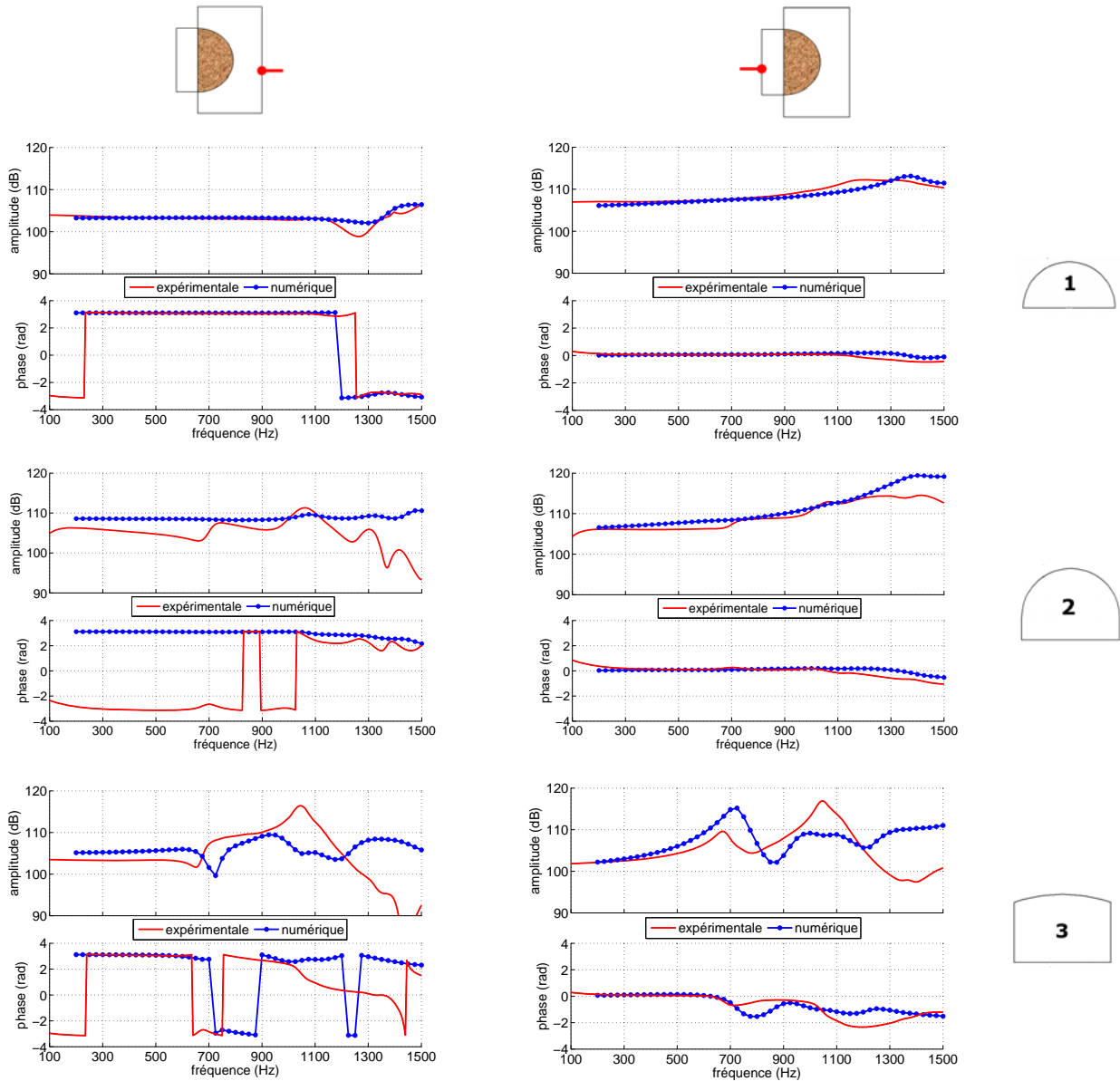


FIGURE 5.26 Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans la petite cavité avant (à droite) quand la cellule est montée sur la petite cavité (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)

Bilan pour la mesure en petite cavité

La configuration d'étude en petite cavité induit un fort couplage entre l'air des cavités avant et arrière et les mousses adaptatives. Les fuites induisent des courts-circuits acoustiques menant à une chute de la pression générée dans les basses fréquences. Les conditions aux limites de liaison entre le PVDF et les flasques sont une source d'incertitude importante. Elles influent

fortement sur le comportement modal de structure des mousses adaptatives.

C'est avec la cellule 1 que la comparaison des mesures expérimentales et des calculs numériques est la plus pertinente.

Loin d'être totalement satisfaisants, les résultats sont toutefois encourageants compte tenu des incertitudes et de la complexité du problème.

5.5.4 Rayonnement dans la grande cavité

La "grande" cavité a un comportement modal complexe en dessous de 1500 Hz. Les modes sont séparables (figure 5.3.3) et cette configuration permet de se faire une idée de l'influence de la mousse et de son rayonnement sur ces modes et vis et versa. Les mesures de pression dans la grande cavité ont été réalisées aux sept positions microphoniques de la cavité (figure 5.18), mais compte tenu de la similitude des informations apportées à chaque microphone, seuls les résultats obtenus au microphone 5 sont présentés. Les mesures de pression dans la cavité arrière de la cellule sont aussi présentées. Le PVDF est alimenté avec une tension de 100 V.

Comparaison expérimentale/numérique des pressions dans la cavité arrière et dans la petite cavité avant quand la cellule est montée sur la "grande" cavité

La figure 5.27 donne l'amplitude et la phase de la pression mesurée et calculée dans la cavité arrière de la cellule et dans la "grande cavité" pour les trois configurations de mousse adaptative.

Pour la cellule 1, la correspondance entre mesures expérimentales et calculs numériques est très bonne dans la cavité arrière jusqu'à 1200Hz et se dégrade légèrement au delà. La pression dans la "grande cavité" est très bien approchée par le modèle et l'écart maximal entre les mesures expérimentales et le calcul numérique est de 3db.

Pour la cellule 2 la correspondance est bonne jusqu'à 1300Hz dans la cavité arrière et se dégrade au delà. Comme avec les autres cavités, la pression est surestimée par le modèle au delà de 1300Hz. Le modèle est incapable de décrire ce qui semble être un noeud de pression. La correspondance est très bonne dans la "grande cavité" jusqu'à 1200Hz et se dégrade au dessus. Le modèle surestime alors la pression.

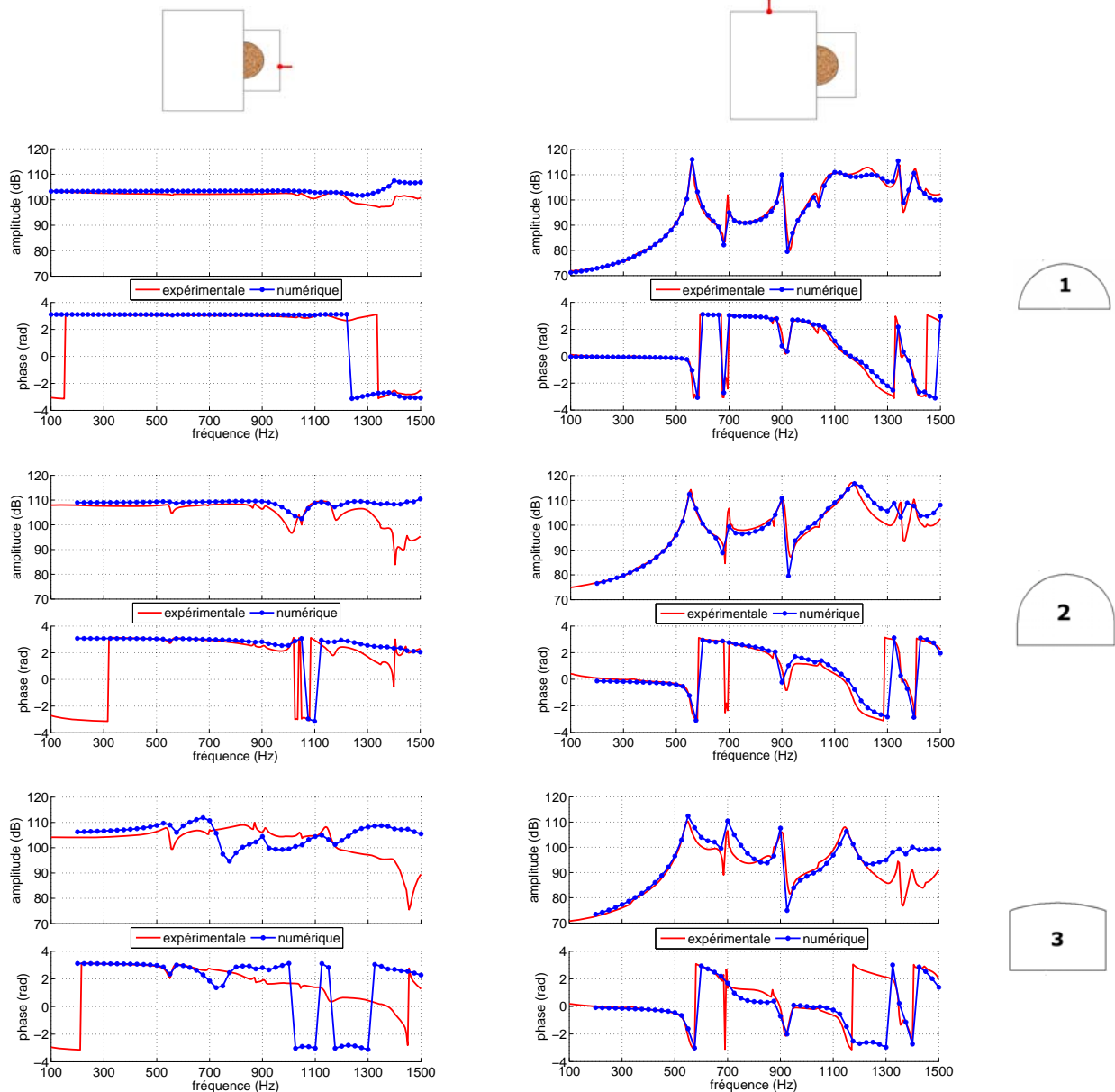


FIGURE 5.27 Comparaison numérique/expérimentale des pressions dans la cavité arrière (à gauche) et dans la "grande" cavité avant (à droite) quand la cellule est montée sur la "grande" cavité (en haut la cellule 1, au milieu la cellule 2, en bas la cellule 3)

Pour la cellule 3, le modèle donne de bons résultats jusqu'au premier mode de résonance de la mousse (650Hz) dans la cavité arrière et dans la "grande cavité". Au delà de 650Hz la correspondance est mauvaise dans la cavité arrière. Dans la "grande cavité", la correspondance est mauvaise entre 650Hz et 800Hz et entre 1200Hz et 1500Hz.

L'influence du premier mode axial (575Hz) dans l'axe de rayonnement de la cellule est net-

tement visible dans la cavité arrière aussi bien sur les mesures que sur les calculs . Il est d'autant plus visible que la structure de la mousse adaptative est souple (ordre : mousse adaptative 1, 2 et 3).

La forme et l'amplitude du premier mode axial (575Hz) dans la "grande cavité" varie avec le type de mousse adaptative. Plus l'absorption passive de la mousse adaptative est importante et plus ce mode est écrasé. De même, l'amplitude des modes tangentiels à 1340Hz et 1440Hz diminue avec l'augmentation de l'absorption passive des mousses adaptatives. L'amplitude est plus petite avec la mousse adaptative 3 qu'avec la mousse adaptative 1.

Bilan pour la mesure de rayonnement dans la grande cavité

Les observations que nous avons faites pour la comparaison dans le tube restent valables ici dans la grande cavité. Les modes de cavité sont toutefois plus complexes et il y a de nombreux modes couplés dans la cavité.

Les résultats obtenus avec la cellule 1 sont excellents. Cette mesure est assez validante.

Les résultats obtenus avec la cellule 2 sont eux aussi très bons jusqu'à 1200Hz.

Pour la cellule 3, les résultats ne sont pas très bons dans la cavité arrière mais restent acceptables dans la grande cavité jusqu'à 1200Hz.

Comme dans le cas du tube, il semble que la pression rayonnée dans la cavité ne soit pas trop affectée par les erreurs observées sur les déplacements ou les pressions dans la cavité arrière.

5.6 Bilan sur la validité du code

5.6.1 Conclusion et domaine de validité du code

Nous avons étudié trois configurations de cellule dans trois cavités différentes. Quatre types de mesures ont été réalisés : absorption passive, déplacement du centre de la surface de la mousse et du PVDF, pression dans la cavité arrière et pression dans les cavités de validation.

Les mesures d'absorption passive sont validantes pour les trois prototypes de mousse adaptative. D'un point de vue passif, le modèle utilisant une définition orthotrope de la phase solide du matériau poreux est largement validé.

La validation du modèle du point de vue de la transduction des mousses adaptatives est plus délicate et est à nuancer. Le rayonnement est l'expression du déplacement moyen de la structure. *L'observation des comparaisons numérique-expérimentale montre que le comportement vibratoire local n'est pas approché avec précision par les modèles.* D'un point de vue expérimental, nous sommes contraints de comparer les déplacements en un point ou au mieux en plusieurs points. L'inconvénient majeur d'une telle comparaison est qu'une petite incertitude de réalisation peut affecter de manière catastrophique le comportement en un point alors que le comportement moyen sur toute la surface ne serait que peu affecté. En un point, l'information idéalisée fournie par le modèle peut ne pas correspondre à la réalité du comportement en ce point qui est liée aux incertitudes de réalisation et de mesures, alors que le rayonnement acoustique, conséquence directe du comportement vibratoire moyen de la structure, peut être correct. Cette observation est applicable au comportement de la cellule 2 dont la modélisation du rayonnement est assez bonne mais dont le comportement vibratoire est très mal approché par les modèles. Toutefois, quand le comportement vibratoire est mal modélisé, le calcul de la pression générée l'est aussi en général. Ceci est particulièrement vrai pour la pression dans la cavité arrière avec la mousse adaptative 3. Pour les pressions rayonnées dans les différentes cavités avant, les résultats dépendent du type de cavité. *Si la cavité comporte des modes, alors la pression rayonnée est fortement reliée à la composition modale de la cavité. L'influence des défauts de modélisation est alors beaucoup moins importante sur la pression.*

Les résultats de validation ne sont pas totalement satisfaisants quand la composition modale des mousses adaptatives est complexe (mousses adaptatives 2 et 3). Ceci peut être relié au fait que l'obtention précise des modes des mousses adaptatives est sujette à nombre d'incertitudes. *Les modes des mousses adaptatives sont extrêmement sensibles aux conditions limites, à la réalisation et aux divers paramètres de modélisation.*

Les sources d'incertitudes sont multiples. Pour pousser la validation plus en avant, il faudra porter une attention particulière et très méticuleuse à la réduction de ces incertitudes que l'on peut citer ici. *Une des incertitudes majeures réside dans les paramètres mécaniques du collage.* Cette incertitude est difficilement dissociable de l'incertitude qu'il y a sur la liaison entre le PVDF et les flasques qui est l'autre incertitude majeure. *Il est quasiment impossible de réaliser un encastrement parfait, mais il est tout aussi délicat de connaître la condition limite à*

imposer si l'encastrement n'est pas parfait. Tout comme les paramètres mécaniques du collage, *les conditions aux limites de liaison influent directement sur la rigidité de la structure donc sur le comportement vibratoire et les fréquences de résonance.* Viennent après les incertitudes liées à la réalisation des mousses adaptatives. Plusieurs sources d'incertitudes peuvent être relevées ici. Premièrement, *la découpe n'est jamais parfaite.* Deuxièmement, *nous n'avons pas de certitude sur l'homogénéité du collage.* Il peut y avoir des bulles qui se glissent entre le scotch et le film thermocollant. Il peut aussi y avoir des décollements locaux de ce film thermocollant sur la mousse. Des pliures peuvent apparaître sur le film PVDF. Bien que nous ayons porté une attention particulière pendant la phase de réalisation à ces aspects de la qualité de la réalisation, il paraît impossible à l'heure actuelle, c'est à dire avec les techniques utilisées, de réaliser un prototype parfait de mousse adaptative. *Aux incertitudes de réalisation, se rajoutent les incertitudes sur les propriétés des matériaux employés (mousse, PVDF, collage).* La recharacterisation des mousses a mis en évidence la nécessité de faire une caractérisation dans les trois dimensions. *Nous avons fait des hypothèses sur les coefficients de Poisson qui ne reflètent certainement pas la réalité.* Il serait aussi intéressant de connaître la variabilité des paramètres acoustiques dans les différentes directions. *Pour ce qui est du PVDF et du collage, il serait primordial de pouvoir les caractériser en dehors du couplage avec la mousse. On peut aussi se demander si le chauffage local (fer à repasser) nécessaire au collage du film thermocollant ne vient pas modifier localement les propriétés mécaniques de la mousse.* Il faudrait pour cela mener une étude de caractérisation de la mousse avant et après chauffage.

Dans une perspective d'approfondissement de la modélisation du comportement structural, *il semble indispensable d'utiliser un modèle poroélastique orthotrope.* Celui-ci suppose que l'on puisse correctement mesurer les paramètres structuraux de la mousse et notamment les coefficients de Poisson, ce qui ne semble pas chose facile à l'heure actuelle. Dans des conditions géométriques simples, le modèle orthotrope (voir la recharacterisation de la mousse dans tube de Kundt avec un cube de mousse) donne de meilleurs résultats que ne pourrait en donner le modèle isotrope.

5.6.2 Les améliorations à apporter au code

L'effet de cisaillement qu'il doit y avoir au niveau de l'ensemble scotch et PVDF est négligé puisque que les plaques qui modélisent le collage sont coïncidentes avec les plaques qui modélisent le PVDF. On considère donc que les fibres neutres du PVDF et du scotch sont confondues. Il pourrait donc être intéressant de modifier l'intégration des éléments de plaque

afin de pouvoir déplacer artificiellement la fibre neutre de la plaque modélisant le collage. Ceci pourrait améliorer la modélisation du comportement vibratoire de l'ensemble PVDF+scotch+mousse.

D'autre part, la modélisation du collage ne tient pas compte de la viscosité probable de celui ci. Il faudrait développer des éléments viscoélastiques dans le code. Compte tenu de la faible épaisseur, il faudrait utiliser des modèles de coque viscoélastique.

CHAPITRE 6

MISE EN PLACE EXPÉRIMENTALE DU CONTRÔLE ACTIF

6.1 Introduction - Les trois cas de contrôle

Trois cas de contrôle ont été mis en place et utilisés pour mesurer l'efficacité des mousses adaptatives. Les trois cas de contrôle permettent d'avoir un panel d'informations large ainsi que plusieurs points de vue correspondant à différentes utilisations pour analyser les performances des mousses adaptatives en contrôle. Le premier est un contrôle en boucle ouverte avec une somme de cosinus. Le deuxième est un contrôle adaptatif avec un algorithme nFX-LMS pour un bruit large bande. Enfin le dernier cas de contrôle est un contrôle adaptatif nFX-LMS avec un signal harmonique.

Le critère de minimisation est la pression réfléchiée. Dans le tube, avec l'hypothèse d'onde plane, la majeure partie des critères envisageables sont équivalents : l'impédance de surface - l'impédance caractéristique de l'air, 1-coefficient d'absorption, intensité acoustique sortante... La pression réfléchiée a cet avantage d'être directement et simplement mesurable à l'aide d'un seul microphone unidirectionnel. L'évaluation de la commande de contrôle se fait donc grâce à un microphone unidirectionnel. Pour évaluer l'influence de la position du microphone unidirectionnel dans le tube, des mesures ont été réalisées à plusieurs positions dans le tube : à 5mm, à 100mm et à 200mm de la surface de la mousse.

Les mesures de contrôle font intervenir différents contrôleurs et la chaîne d'acquisition utilisée pour la validation expérimentale (annexe C). Le banc expérimental est présenté sur la figure 6.1.

Dans ce chapitre, nous présenterons en premier lieu les trois cas de contrôle et leur inté-



FIGURE 6.1 Banc expérimental pour les mesures en contrôle

rêt pour l'analyse. Une étude sur l'influence de la position du microphone unidirectionnel sera ensuite proposée. Les performances des trois mousses adaptatives seront exposées. Une étude complémentaire concernant l'ajout d'un retard dans la chaîne de contrôle entraînant l'amélioration du contrôle adaptatif large bande sera proposée pour la mousse adaptative 1. Les performances des trois prototypes de mousse adaptative seront finalement comparées. Un retour sur les performances en absorption des mousses adaptatives présentes dans la littérature sera fait avant de conclure sur l'originalité et la pertinence de cette étude expérimentale de contrôle de l'absorption.

6.1.1 Contrôle en boucle ouverte avec une somme de cosinus [50 : 10 :1500Hz]

Le premier cas de contrôle est un contrôle en boucle ouverte avec une somme de cosinus. En boucle ouverte, la distorsion ne doit normalement pas être influente à condition de faire l'identification et le contrôle dans la plage d'utilisation définie dans la section 4.5.2.

Les fonctions de transfert nécessaires à l'identification ont été mesurées en injectant successivement dans la source primaire et dans la source secondaire des signaux harmoniques. La tension envoyée dans l'amplificateur primaire (2HP) et dans l'amplificateur secondaire est de 0.7Vrms. Cette tension d'entrée ne pose pas de problème de linéarité pour la mousse adaptative 1 sur la plage de fréquence [0-1500Hz] (cf chapitre 4.5.2 et annexe G). Pour les mousses adaptatives 2 et 3, le niveau utilisé pour l'identification (0.7Vrms en entrée de l'amplificateur capacitif) entraîne l'apparition d'un niveau de distorsion non négligeable au dessus de 1000Hz. Toutefois, dans notre cas, la distorsion influence peu l'identification car elle est réalisée fréquence par fréquence. Par contre, dépendamment du niveau injecté, elle peut avoir une influence sur le contrôle

qui utilise alors une somme de cosinus. Si le niveau de contrôle aux basses fréquences est important, il peut y avoir une génération importante d'harmoniques aux fréquences plus élevées, venant perturber l'efficacité du contrôle en hautes fréquences. Les résultats obtenus au dessus de 1000Hz pour les mousses adaptatives 2 et 3 seront à interpréter en tenant compte de cette considération fondamentale. Ceci d'autant plus que la tension réinjectée dans les mousses adaptatives en contrôle est très différente de la tension utilisée pour le calcul de la commande.

Pour ce premier cas de contrôle en boucle ouverte, le temps entre le calcul de la commande de contrôle et la mesure du contrôle est un paramètre important. La variabilité temporelle du système peut perturber la qualité du contrôle.

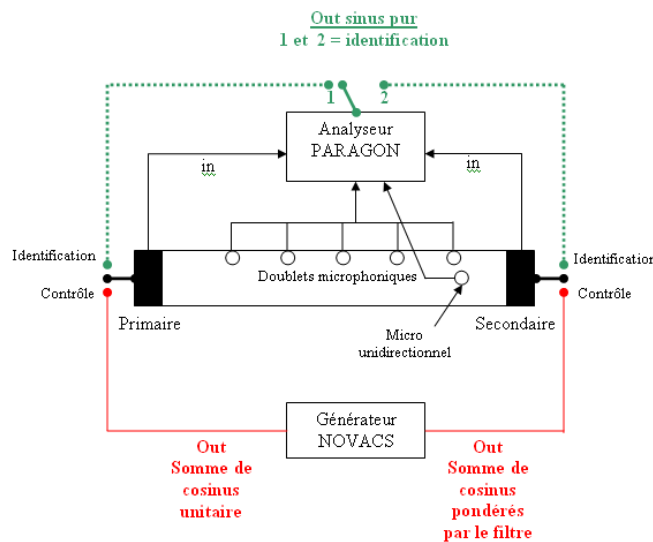


FIGURE 6.2 Schéma du montage de mesure des fonctions de transfert pour l'identification en signal harmonique (en vert) et du contrôle avec une somme de cosinus (en rouge)

La figure 6.2 donne le schéma du montage permettant l'identification de la commande de contrôle et la vérification de son efficacité en situation de contrôle. Le montage fait intervenir un analyseur (PARAGON) et un contrôleur temp réel (NOVACS) programmé en générateur multivoies pour notre application particulière .

Mesure et calcul de la commande de contrôle avec un signal harmonique

L'idée est ici d'utiliser la superposition linéaire des sources pour mesurer la commande de contrôle. L'analyse est menée avec des signaux harmoniques sur la bande de fréquences [50Hz : 1500Hz] par pas de 10Hz.

Un signal harmonique d'amplitude 0.7Vrms est d'abord envoyé dans l'amplificateur de la source primaire (figure 6.2). Les fonctions de transfert entre l'entrée de l'amplificateur de la source primaire et les microphones de mesure (doublets et unidirectionnel) notées H^p sont mesurées à chaque pas de fréquence.

Un signal harmonique d'amplitude 0.7Vrms est ensuite envoyé dans l'amplificateur de la source secondaire (mousse adaptative) (figure 6.2). Les fonctions de transfert entre l'entrée de l'amplificateur de la source secondaire (mousse adaptative) et les microphones de mesures notées H^s sont alors mesurées.

Pour cette configuration de contrôle, la commande de contrôle est calculée dans le domaine fréquentiel soit à partir des fonctions de transfert aux doublets microphoniques ($H_n^p; H_n^s$, avec n correspondant au numéro du microphone) soit à partir des fonctions de transfert au microphone unidirectionnel ($H_{uni}^p; H_{uni}^s$).

▷ Dans le cas du calcul utilisant le microphone unidirectionnel, la commande de contrôle normalisée par le signal d'entrée de la source primaire est notée H_{uni}^c et s'exprime comme suit :

$$H_{uni}^c = -\frac{H_{uni}^p}{H_{uni}^s} \quad (6.1)$$

▷ Dans le cas du calcul utilisant les doublets microphoniques, la commande de contrôle normalisée par le signal d'entrée de la source primaire est notée H_{doub}^c et s'exprime comme suit (cf 3.7) :

$$H_{doub}^c = \frac{H_{n+1}^p - H_n^p e^{(-i.k.d)}}{H_n^s e^{(-i.k.d)} - H_{n+1}^s} \quad (6.2)$$

avec k , le nombre d'onde, d la distance entre le microphone n et $n+1$. Le calcul de la commande respecte les plages de validité des doublets microphoniques (annexe F).

Verification de la commande de contrôle avec une somme de cosinus

La verification de la commande se fait en utilisant le NOVACS, un contrôleur temp réel utilisé ici comme un générateur de signaux multivoies.

Le NOVACS fonctionne dans le domaine temporel. Deux signaux temporels sont générés à partir de la commande calculée dans le domaine fréquentiel avec Matlab. Le premier signal (S1) est une somme de cosinus unitaire, envoyée dans l'amplificateur de la source primaire. Le

deuxième signal, envoyée dans l'amplificateur de la source secondaire, est cette même somme de cosinus unitaire pondérée en amplitude et en phase par la commande normalisée calculée soit avec les doublets microphoniques (S2), soit avec le microphone unidirectionnel(S3). Les signaux temporels ainsi générés doivent être normalisés à 1. Le maximum des deux sommes est utilisé pour la normalisation.

Afin de conserver la densité spectrale de puissance la plus importante possible, il est nécessaire que le maximum de la somme avec lequel on normalise le signal soit le plus petit possible. Une somme de cosinus à déphasage quadratique indexé sur la fréquence a été employée. Comparativement à une somme de cosinus classique à phase nulle ou à phase aléatoire, ce type de déphasage quadratique permet d'avoir une densité spectrale de puissance plus importante.

Les sommes de cosinus sont définies comme suit :

$$S_1(t) = \sum_{nf=1}^{Nf} \sum_{m=1}^{Np} A_{nf} \cos[2\pi f_{nf} \frac{m}{f_e} + (\pi f_{nf})^2 + \theta_{nf}] \quad (6.3)$$

Nf correspond au nombre de fréquence de la somme de cosinus (ici 146), Np correspond au nombre de points de représentation du signal temporel. Np est fixé à 900. Il doit être un sous multiple de la fréquence d'échantillonnage f_e fixée à 4500Hz.

- Pour le signal unitaire S1 : $A_{nf} = 1$ et $\theta_{nf} = 0 \quad \forall f$.
- Pour le signal unitaire S2 : $A_{nf} = \|H_{doub}^c(nf)\|$ et $\theta_{nf} = \text{angle}(H_{doub}^c(nf))$.
- Pour le signal unitaire S3 : $A_{nf} = \|H_{uni}^c(nf)\|$ et $\theta_{nf} = \text{angle}(H_{uni}^c(nf)) \quad \forall n$.

Les deux signaux temporels sont chargés dans le générateur multivoies NOVACS. Pour la première mesure, dite OFF, seule la source primaire est alimentée. La deuxième mesure, dite ON, permet de mesurer l'efficacité de la commande. On alimente simultanément la source primaire et la source secondaire(figure 6.2). Il faut compter environ 2 minutes entre le calcul de la commande et la vérification de l'efficacité de cette commande.

6.1.2 Les deux cas de contrôle adaptatif nFX-LMS

Le deuxième cas de contrôle est un contrôle adaptatif d'un bruit blanc avec l'algorithme FX-LMS utilisant une normalisation du coefficient de convergence (nFX-LMS). C'est le cas de contrôle le plus difficile. Le signal est non prédictible et la distorsion a une influence majeure.

Étant donné la non prédictibilité de la perturbation, le temps d'anticipation du contrôle est primordial. Le contrôle des basses fréquences nécessite d'injecter des niveaux importants à ces fréquences là où le niveau de distorsion est important. La distorsion dans les basses fréquences peut dégrader le contrôle dans les hautes fréquences.

Le troisième et dernier cas de contrôle est un contrôle adaptatif pour un signal de perturbation harmonique. C'est le cas le plus simple à contrôler. La variabilité temporelle du système n'a aucune influence grâce au caractère adaptatif du contrôle. La distorsion de la mousse adaptative n'a pas d'influence non plus car le contrôle se fait à une fréquence pure et il s'adapte aux pertes de niveau éventuellement engendrées par la distorsion. Le temps d'anticipation de l'algorithme n'est pas important car le signal est périodique.

L'algorithme nFX-LMS

Le contrôle adaptatif est réalisé grâce au COBRA, un contrôleur nFX LMS développé au LMA. Afin d'explicitier cet algorithme, partons de l'algorithme plus classique dit FX-LMS (figure 6.3).

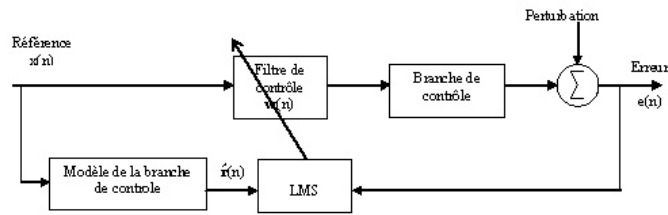


FIGURE 6.3 Schématisation de l'algorithme FX-LMS classique

L'équation d'adaptation de l'algorithme FX-LMS est :

$$w_j(n+1) = w_j(n) - \mu \hat{x}(n-j)e(n) \quad (6.4)$$

Avec w_j les coefficients du FIR d'adaptation, \hat{x} la référence filtrée, $e(n)$ le signal d'erreur et μ le coefficient de convergence de l'algorithme compris entre 0 et 1.

La normalisation de l'algorithme FX-LMS consiste à exprimer à chaque instant le coefficient de convergence de l'algorithme par une fraction μ de la valeur $\mu_{max}(n)$ qui donnerait la divergence.

$\mu_{max}(n)$ peut être approché comme suit :

$$\mu_{max}(n) = \frac{2}{(nw + \delta)\|\hat{x}^2\|(n)} \quad (6.5)$$

où $\|\hat{x}^2\|(n)$ est la norme de la référence filtrée à l'instant n , nw est la longueur du filtre de contrôle en nombre d'échantillon et δ est le retard approximatif du trajet secondaire exprimé en nombre d'échantillon.

La formule d'adaptation de l'algorithme nFXLMS est alors :

$$w_j(n+1) = w_j(n) - 2 \frac{\mu \hat{x}(n-j)e(n)}{(nw + \delta)\|\hat{x}^2\|(n) + \epsilon} \quad (6.6)$$

Remarque : Une constante ϵ très petite est ajoutée afin d'éviter la divergence quand la référence filtrée $\hat{x}(n)$ tend vers 0.

Cet algorithme est particulièrement adapté pour des environnements où la pression varie beaucoup. La normalisation du coefficient de convergence rend l'algorithme plus stable et plus efficace en terme de rapidité de convergence.

Schématisation de la mesure en contrôle adaptatif

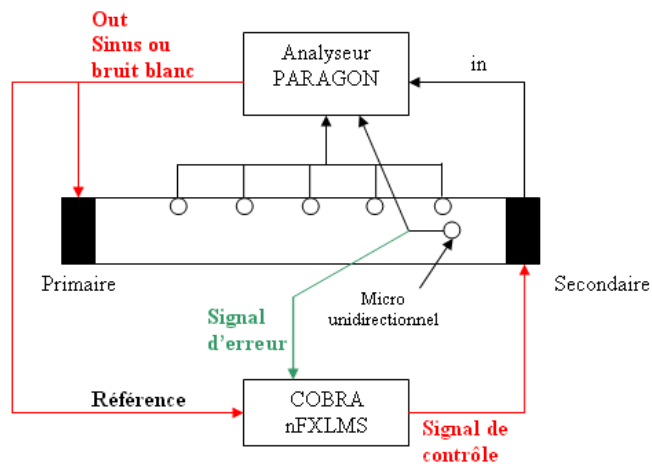


FIGURE 6.4 Schématisation du montage de mesure du contrôle adaptatif

Le critère de minimisation est la pression quadratique du microphone unidirectionnel. Ce microphone sert de capteur d'erreur. La référence fournie au contrôleur est le signal injecté dans l'amplificateur de la source primaire.

Deux types de perturbations sont utilisés. La première est un sinus pur sur la plage de fréquences [50-1500Hz]. La deuxième est un bruit blanc sur la plage [0-1500Hz]. Le générateur de signal est le PARAGON.

Avec bruit blanc [0 : 1500Hz]

Les paramètres importants du contrôleur sont les suivants :

- Fréquence d'échantillonnage : 4069Hz
- Fréquence de coupure : 1590Hz
- Taille du filtre d'identification du chemin secondaire $N_h = 400$ points
- Taille du filtre de contrôle $N_w = 300$ points

Les mesures de vérification du contrôle sont réalisées en analyse FFT des fonctions de transfert entre l'entrée de l'amplificateur de la source primaire et les microphones du tube (doublets microphoniques). L'analyseur utilisé est le PARAGON en mode *frequency response*. La plage d'analyse fréquentielle va de 0 à 1600 Hz avec une résolution de 1 Hz et un fenêtrage de type Hanning. Le bruit blanc est généré par le Paragon sur cette plage fréquentielle d'analyse.

Avec un signal harmonique [50 : 5 : 1500Hz]

Les paramètres importants du contrôleur sont les suivants :

- Fréquence d'échantillonnage : 4069Hz
- Fréquence de coupure : 1590Hz
- Taille du filtre d'identification du chemin secondaire $N_h = 400$ points
- Taille du filtre de contrôle $N_w = 20$ points

Dans le cas du contrôle d'un signal harmonique, l'analyse est réalisée fréquence par fréquence. Un temps de 0.6 secondes est laissé entre chaque pas de fréquence pour permettre à l'algorithme de converger. Le temps d'acquisition est alors de 32 cycles. La manière dont a été programmé l'algorithme fait que lorsque le signal d'adaptation dépasse la valeur maximale de sortie autorisée, les coefficients du filtre sont remis à zero. Ceci implique, une certaine instabilité de la commande si le signal dépasse les capacités de sortie du COBRA. Ce sera vrai dans les basses fréquences où la commande est relativement importante. Le signal est généré par le PARAGON en mode "*swept sine*". Les mesures de vérification du contrôle sont réalisées par la mesure des fonctions de transfert entre l'entrée de l'amplificateur de la source primaire et les microphones du tube (doublets microphoniques).

6.2 Influence de la position du microphone unidirectionnel

Le but de cette section est d'évaluer la pertinence de l'utilisation d'un microphone unidirectionnel en contrôle par rapport aux doublets microphoniques. Ces derniers constituent un capteur plus fiable et plus précis pour les mesures expérimentales en tube et nous serviront de référence de laboratoire. Toutefois, les doublets microphoniques sont inutilisables en pratique en dehors du tube d'impédance et de l'hypothèse d'onde plane. Le microphone unidirectionnel est quant à lui un capteur réaliste, potentiellement utilisable en champ libre et robuste. C'est un des premiers capteurs utilisés en contrôle actif. Bien qu'ayant des limites aux basses fréquences (taux de rejection diminuant aux basses fréquences) c'est un capteur qui a été largement éprouvé. La question d'intérêt pour la réalisation de cellules de mousse adaptative compactes est de savoir quelle est la distance minimale entre le microphone et la surface de mousse pour avoir une absorption proche de 1 sur la plage de fréquence la plus large possible. Plus le microphone est proche de la surface de la mousse et plus il est sensé subir l'influence des ondes évanescentes et du champ proche ce qui aura pour conséquence de dégrader la qualité du contrôle.

La mesure en boucle ouverte utilisant les sommes de cosinus est utilisée pour étudier l'influence de la position du microphone unidirectionnel. Pour cette mesure, nous disposons de l'évaluation de la commande de contrôle avec les doublets et avec le microphone unidirectionnel.

6.2.1 Comparaison des commandes de contrôle pour chaque mousse

Compte tenu du mode opératoire impliquant une normalisation des sommes de sinus, les mesures ont été réalisées avec des pressions incidentes légèrement différentes pour chaque mousse adaptative. Le niveau de pression incidente est compris entre 97 et 102.3 dB.

Les figures 6.5, 6.7 et 6.9 donnent l'absorption passive et active pour chaque mousse en fonction de la position du microphone unidirectionnel. L'absorption est toujours mesurée avec les doublets microphoniques. Les figures 6.6, 6.8 et 6.10 donnent l'amplitude de la commande optimale normalisée par la pression incidente (Volt/Pa-inc) ainsi que la phase entre le signal de perturbation à l'entrée de la source primaire et le signal de contrôle en entrée de la mousse adaptative. Ceci permet de bien mettre en évidence la "validité" de chaque position du microphone unidirectionnel pour chaque mousse adaptative. Le niveau de pression incidente est donné dans

la légende pour chaque courbe. Afin de mieux observer les différences intervenant aux basses fréquences, l'axe des fréquences est en échelle logarithmique.

Mousse adaptative 1

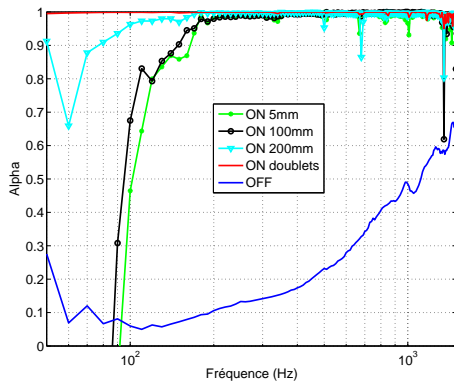


FIGURE 6.5 Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 1

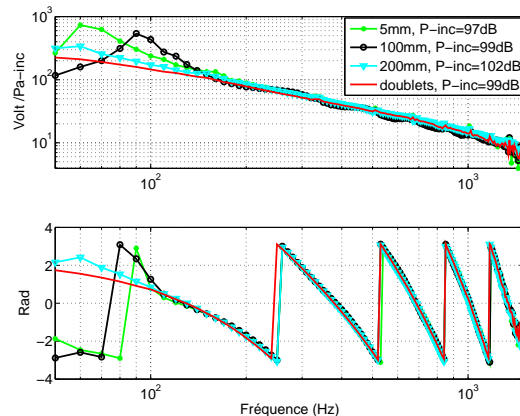


FIGURE 6.6 Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 1

Dans les basses fréquences ($<200\text{Hz}$), plus le microphone unidirectionnel est éloigné de la mousse adaptative, plus la commande se rapproche de la commande obtenue avec les doublets (figure 6.6) et meilleur est le contrôle (figure 6.5). Quand le microphone est placé à 5 ou 100mm de la mousse adaptative, la phase de la commande obtenue dans les basses fréquences est presque opposée à la phase de la commande obtenue avec le doublet et le microphone placé à 200mm. Les phases des commandes de contrôle concordent à partir de 100Hz alors que l'amplitude est similaire à partir de 200Hz.

Dans les moyennes et hautes fréquences ($> 200\text{Hz}$) les commandes obtenues sont très similaires quelque soit la position. De manière générale au dessus de 200Hz, le coefficient d'absorption est quasiment égal à 1 sur toute la plage de fréquences. Il y a des chutes de l'efficacité du contrôle pour certaines fréquences particulières. Ces fréquences correspondent aux résonances du tube. Ceci peut s'expliquer par la variabilité du système entre le calcul de la commande et son application (contrôle off line). L'efficacité se dégrade aussi légèrement vers le haut du spectre. La dégradation du contrôle pour le haut du spectre est observable pour chaque position du microphone unidirectionnel. Ceci peut être dû à l'apparition des non-linéarités de l'amplificateur

capacitif et de la mousse adaptative dans les basses et les hautes fréquences.

Mousse adaptative 2

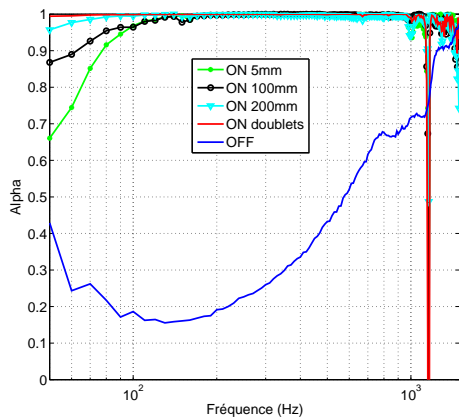


FIGURE 6.7 Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 2

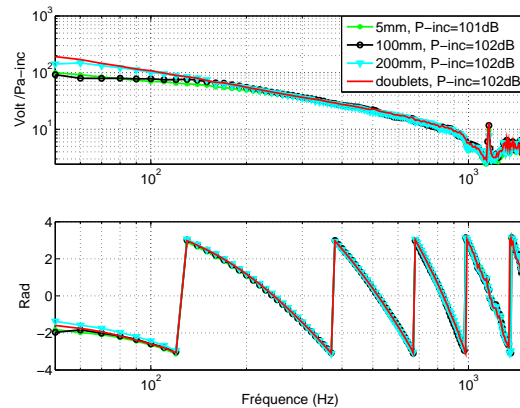


FIGURE 6.8 Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 2

Là encore les figures 6.7 et 6.8 montrent que, plus le microphone unidirectionnel est éloigné et meilleur est le contrôle. Les résultats obtenus en terme d'absorption estimée (figure 6.7) sont vraiment très bons dans les basses fréquences avec un coefficient d'absorption quasiment égal à 1 pour le microphone unidirectionnel placé à 200mm. La commande calculée à 100mm est très similaire à celle calculée à 5mm, mais l'absorption avec la commande calculée à 100mm est meilleure dans les basses fréquences. Contrairement à la mousse adaptative 1, les phases des différentes commande de contrôle sont très similaires et il n'y a pas de saut de phase.

Il y a manifestement un problème dans le contrôle à 1160Hz. Cette fréquence correspond à un mode du tube mais aussi à un mode de compression de la mousse adaptative 2 (cf courbes absorption et courbes de rayonnement). Ceci pourrait expliquer la dégradation du contrôle à cette fréquence. L'influence des non-linéarités de l'amplificateur capacitif et de la mousse adaptative ainsi que la variabilité du système dû au contrôle en boucle ouverte constituent, ici aussi, de possibles explications de la dégradation du contrôle dans les hautes fréquences.

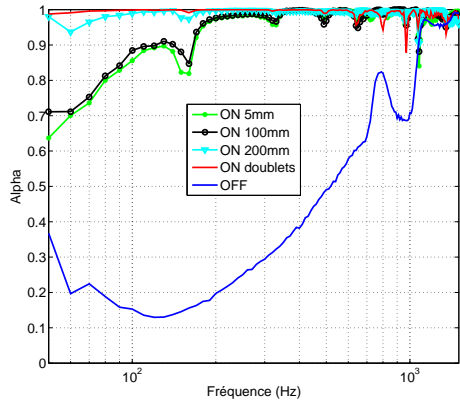


FIGURE 6.9 Absorption passive et avec contrôle utilisant la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 3

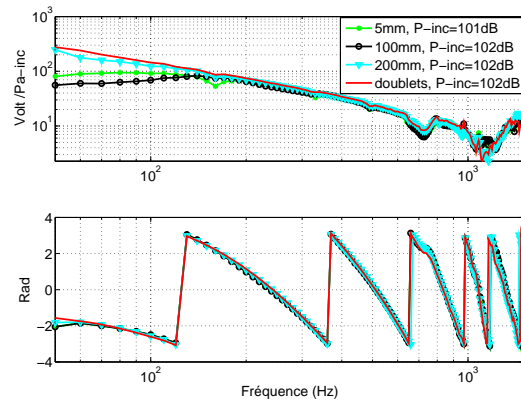


FIGURE 6.10 Amplitude et phase de la commande calculée avec les doublets et le microphone unidirectionnel à 5mm, 100mm et 200mm de la mousse adaptative 3

Mousse adaptative 3

Comme dans le cas de la mousse adaptative 2, il y a une très bonne concordance entre les phases des différentes commandes. La variation observable se trouve sur les amplitudes dans les basses fréquences. Contrairement aux autres mousses adaptatives, la commande calculée à 5mm est plus proche de la commande obtenue avec les doublets que la commande calculée à 100mm (cf figure 6.10). Ceci même alors que l'absorption est quasiment identique pour les deux commandes obtenues à 5mm et 100mm. Elle est même légèrement meilleure avec la commande obtenu à 100mm. Les amplitudes des commandes concordent bien à partir de 200Hz. Ici encore, variabilité du système et non-linéarités de l'amplificateur et de la mousse adaptative entraînent une dégradation du contrôle dans les hautes fréquences.

6.2.2 Bilan sur l'influence de la position du microphone unidirectionnel

Au dessus de 200Hz, la position du microphone n'a pratiquement aucune influence sur la qualité du contrôle pour les pressions incidentes utilisée ($\simeq 100dB$). Le microphone unidirectionnel est donc utilisable sans problème au dessus de 200Hz. Il constitue alors un capteur idéal aussi bien au niveau de sa simplicité d'utilisation que de l'encombrement et de la mise en place.

Quand le microphone est placé à 5mm et à 100mm de la surface de la mousse, il est encore dans le champ proche et la pression mesurée est affectée par les perturbations dues aux ondes évanescentes et aux éventuelles fuites entre le tube et la cavité arrière de la cellule. Au dessous de 200Hz, le microphone unidirectionnel se comporte différemment avec les mousses adaptatives 1, 2 et 3. Pour les mousses adaptatives 2 et 3, les écarts observables avec la commande de référence (doublets) sont principalement au niveau de l'amplitude, les phases des commandes obtenues avec le microphone unidirectionnel étant très similaires à celle de la commande de référence. Pour la mousse adaptative 1, il y a une variation de la phase et de l'amplitude de la commande assez forte par rapport à la commande de référence pour les positions 5mm et 100mm. Les phases des différentes commandes sont toutes similaires entre 100 et 200Hz. En dessous de 100Hz, les phases des commandes obtenues à 5mm et 100mm sont opposées à la phase de la commande de référence ou de la commande obtenue à 200mm et l'absorption est alors nulle. Il semble donc que la mousse adaptative 1 ait un champ proche assez différent des deux autres prototypes. Il semble plus perturbé car il engendre un saut de phase pour la commande calculée à 5mm et 100mm de la surface de la mousse. *On peut supposer que l'épaisseur de mousse devant le PVDF joue un rôle important sur l'allure de la pression en champ proche.* Il ne faut pas oublier que c'est le PVDF qui rayonne et donc plus l'épaisseur de mousse est faible plus les mesures au microphone unidirectionnel sont dans le champ proche.

Il est à noter que le taux de réjection du microphone unidirectionnel diminue fortement en dessous de 100Hz (cf annexe C section microphone unidirectionnel). Donc plus on descend vers les basses fréquences moins le microphone est directif et plus la pression mesurée correspond à la pression totale locale. La commande essaye donc de minimiser la pression totale à un endroit. Elle devrait ainsi garder la même phase mais le déplacement à générer par l'actionneur doit être deux fois supérieur à celui nécessaire à la minimisation de la pression réfléchi. Il est surprenant alors que les commandes calculées pour les mousses adaptatives 2 et 3 ne soient pas au dessus de la commande de référence dans les très basses fréquences. Toutefois, *les résultats obtenus avec la mousse adaptative 2 semblent indiquer que la diminution du taux de réjection n'est pas prédominante.* En effet, la commande calculée à 200mm est très similaire à la commande de référence et l'absorption obtenue est quasiment égale à 1. *Il semblerait donc que ce soit la forme du champ proche qui conditionne principalement la qualité du contrôle.*

En résumé, au dessus de 200Hz, le microphone unidirectionnel est un très bon capteur quelle que soit sa position. En dessous de 200Hz, le forme du champ proche semble avoir une importance prédominante et les résultats se dégradent si le microphone est trop proche de la surface de la mousse. À 200mm, le microphone unidirectionnel est à la limite du

champ proche et il est alors efficace sur toute la plage de fréquences d'analyse (50-1500Hz). Pour la suite de l'étude le microphone sera placé à 200mm de la surface de la mousse.

6.3 Performances des mousses adaptatives

Le but est ici de vérifier les performances de contrôle de chaque mousse adaptative. Les performances peuvent dépendre du type de signal de perturbation (signal harmonique, somme de cosinus, bruit large bande), du type de contrôle (en boucle ouverte ou adaptatif), du type de matériel utilisé et du niveau de pression incidente. Les trois cas de contrôle présentés plus haut (section 6.1) ont été utilisés pour passer en revue les différents signaux possibles (sinus, somme de cosinus et bruit blanc) ainsi que les deux principaux modes de contrôle (en boucle ouverte ou adaptatif) en utilisant deux types de matériel distincts.

Le niveau de pression incidente associé à chaque cas de contrôle et chaque mousse adaptative correspond à un compromis entre les capacités de sortie des appareils, le rapport signal sur bruit et la recherche d'un contrôle le meilleur possible avec le niveau le plus important possible. Il sera donné sur les figures présentant l'amplitude des commandes de contrôle normalisées par la pression incidente. Pour le cas de contrôle adaptatif d'une perturbation harmonique, le niveau de pression incidente représente le niveau moyen sur la plage de fréquences.

Pour chaque mousse adaptative et chaque cas de contrôle, la commande normalisée exprimée en V/Pa_{inc} et l'absorption résultante en contrôle sont présentés. Les mesures présentées sont celles obtenues avec le microphone unidirectionnel placé à 200mm de la mousse.

Pour une minimisation effective de la pression réfléchie, c'est à dire pour un coefficient d'absorption proche de 1, les commandes normalisés devraient être équivalentes pour une mousse adaptative donnée quelque soit le type de contrôle, puisque la commande normalisée est l'expression de la capacité de contrôle de la mousse adaptative.

6.3.1 Mousse adaptative 1

Le coefficient d'absorption est quasiment égal à 1 de 100Hz à 1500Hz pour le contrôle en boucle ouverte avec la somme de cosinus et le contrôle adaptatif d'un signal harmonique

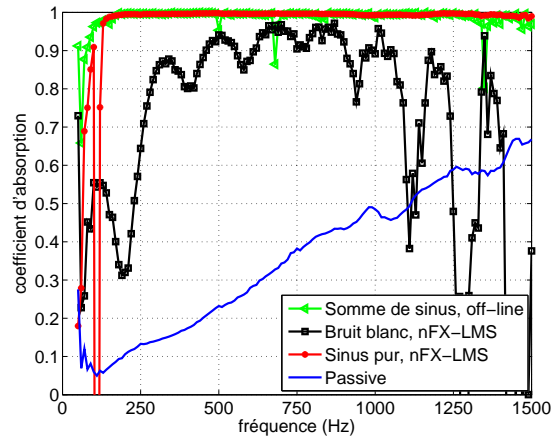


FIGURE 6.11 Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 1 pour les 3 cas de contrôle

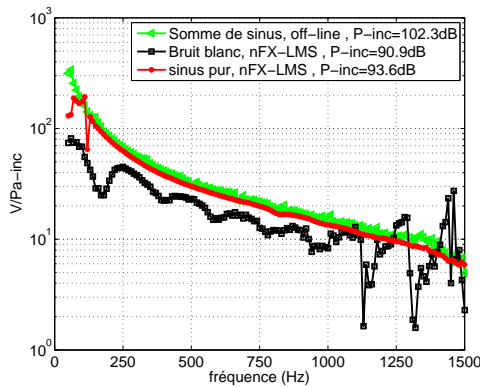


FIGURE 6.12 Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 1

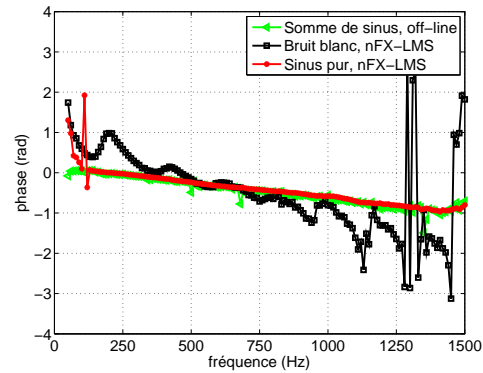


FIGURE 6.13 Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 2 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse

(figure 6.11). Les amplitudes normalisées des deux tensions associés à ces cas de contrôle sont quasiment identiques (figure 6.12). Leurs phases correspondent aussi très bien et illustrent le fait que la tension de contrôle et donc le déplacement du PVDF est en phase avec le déplacement de l'onde incidente. Le fait que la phase diminue et s'éloigne de zéro avec la fréquence est dû au déphasage induit par la propagation dans la mousse. Le contrôle adaptatif avec un bruit blanc donne de moins bon résultats. Le coefficient d'absorption est voisin de 0.9 sur la plage de fréquence [300-1000Hz] et est plutôt faible au dessous de 300Hz et au dessus de 1000Hz (figure 6.11). La commande de contrôle normalisée est beaucoup moins régulière et d'amplitude inférieure par rapport aux commandes des autres cas, mais l'allure générale est comparable (figure 6.12). Étant donné que ce cas de contrôle n'atteint pas l'absorption optimale, la pression

incidente est influencée par les réflexions dans le tube ce qui engendre les irrégularités et la sous-estimation de la commande de contrôle. Les irrégularités correspondent aux modes du tube avec la condition d'absorption atteinte par le contrôle. La sous-estimation est due à une surestimation de la pression incidente par rapport à l'amplitude qu'elle aurait avec une condition anéchoïque au niveau de la mousse adaptative.

On peut constater qu'avec le contrôle adaptatif large bande, les bosses sur l'absorption correspondent aux modes du tube et à ces mêmes fréquences, on peut observer des chutes d'absorption dans le cas du contrôle en boucle ouverte. En boucle ouverte, le contrôle est particulièrement sensible aux variations du système au niveau des fréquences de résonance ce qui explique les petites chutes de performances aux fréquences de résonance. Par contre il semble que dans le cas du contrôle adaptatif large bande, le contrôle soit plus performant aux fréquences de résonance du tube. Pour ces fréquences, l'amplitude de la commande normalisée et sa phase se rapproche de l'amplitude de la commande "optimale". Il se peut donc que l'évaluation de la commande de contrôle soit meilleure à cause de l'amplitude plus élevée de la pression au niveau du microphone unidirectionnel. Comme le contrôleur essaye de minimiser l'énergie du signal mesuré par le microphone unidirectionnel, il est fort probable que les coefficients du filtre favorisent indirectement le contrôle de l'absorption à ces fréquences.

6.3.2 Mousse adaptative 2

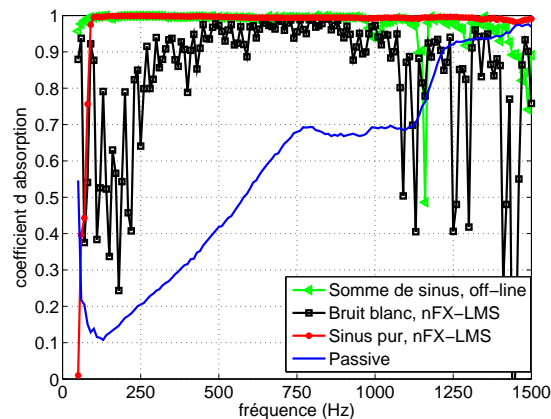


FIGURE 6.14 Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 2 pour les 3 cas de contrôle

Les observations faites pour la première mousse adaptative restent valables. Le contrôle adaptatif d'un signal harmonique est excellent. Toutefois, le contrôle des sommes de cosinus

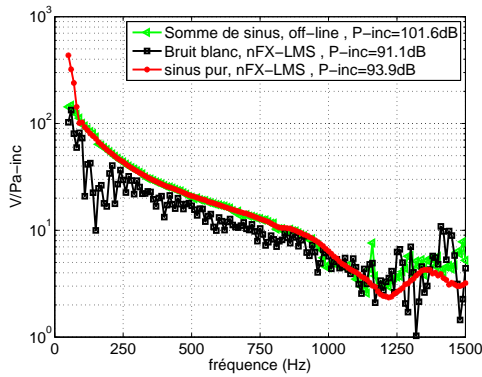


FIGURE 6.15 Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 2

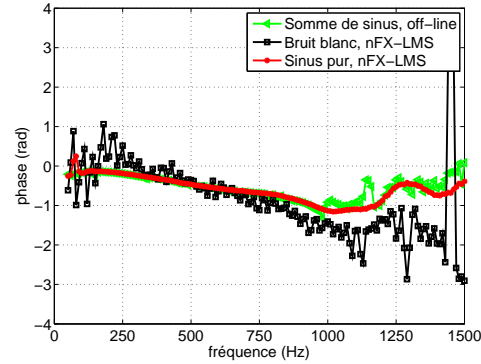


FIGURE 6.16 Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 2 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse

en boucle ouverte se dégrade légèrement au dessus de 1000Hz notamment autour de 1150Hz (figure 6.14). Ceci peut s'expliquer par l'influence des non-linéarités qui écartent légèrement la commande de contrôle de la commande "optimale". Mais surtout, le niveau de distorsion en basses fréquences induit la génération d'harmoniques dans les hautes fréquences. Ces harmoniques ne peuvent être contrôlées car elles ne sont pas prises en compte dans l'évaluation du filtre de contrôle.

Le contrôle adaptatif large bande semble être légèrement meilleur que dans le cas de la mousse adaptative 1, quoique le coefficient d'absorption et la commande de contrôle soient assez bruités. L'amplitude de la commande associée à ce cas de contrôle est légèrement inférieure à celle des autres commandes en dessous de 1000Hz. La phase de la commande est surestimée en dessous de 250Hz et sousestimée au dessus de 800Hz.

6.3.3 Mousse adaptative 3

Le contrôle en boucle ouverte d'une somme de cosinus et le contrôle adaptatif d'un signal harmonique sont très bons et leurs commandes de contrôle respectives correspondent bien comme dans le cas des autres mousses adaptatives. Il n'y a pas de dégradation du contrôle en haute fréquence pour le cas en boucle ouverte.

Le contrôle adaptatif large bande semble donner de meilleurs résultats que ceux obtenus avec

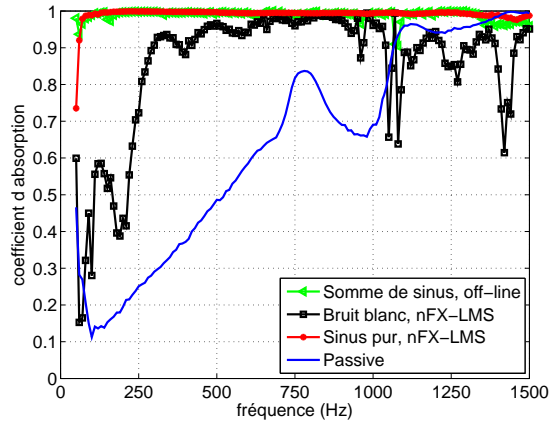


FIGURE 6.17 Coefficients d'absorption de la mousse adaptative 3 pour les 3 cas de contrôle

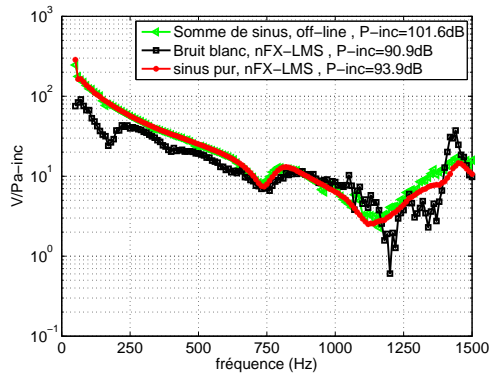


FIGURE 6.18 Amplitude de la tension de contrôle normalisée par la pression incidente pour la mousse adaptative 3

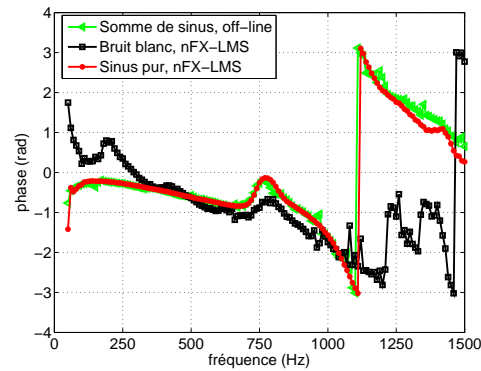


FIGURE 6.19 Phase de la tension de contrôle de la mousse adaptative 3 par rapport au déplacement de l'onde incidente sur la surface avant de la mousse

les mousses adaptatives 1 et 2. La commande associée est plus proche des autres commandes de contrôle. Ici aussi, on peut observer que la commande est légèrement sousestimée dans les basses fréquences. La phase est encore surestimée dans les basses fréquences et sousestimée dans les hautes fréquences.

Le contrôle adaptatif large bande est intéressant pour cette mousse adaptative car l'absorption active rejoint l'absorption passive vers 1100Hz, là où l'absorption passive est supérieure à 0.95. En coupant le contrôle à cette fréquence, l'absorbeur ainsi formé aurait un coefficient d'absorption supérieur à 0.9 à partir de 300Hz.

6.3.4 Commentaires sur les performances individuelles des mousses adaptatives

Les courbes données ci dessus, montrent qu'il y a bien concordance entre les commandes de contrôle exprimées en tension d'alimentation sur la pression incidente quand le contrôle est effectif, c'est à dire quand le coefficient d'absorption est proche de 1. Ceci nous assure de la cohérence des mesures et du comportement des mousses adaptatives quelle que soit la forme de la perturbation à contrôler et le méthode de contrôle. La commande normalisée associée au contrôle adaptatif large bande est toutefois assez différent des autres, même si les ordres de grandeur et l'allure correspondent. Ceci s'explique facilement par le fait que la minimisation de la pression réfléchie est partielle. Il semble que, pour toutes les mousses adaptatives, cette commande soit sousestimée dans les basses fréquences.

Le contrôle adaptatif en large bande donne de moins bons résultats que les autres cas de contrôle mais il permet d'atteindre des coefficients d'absorption supérieurs à 0.9 sur la plage de fréquence [500-1000Hz] avec les mousses adaptatives 1 et 2 et sur [250-1000Hz] avec la mousse adaptative 3. Deux hypothèses pourraient expliquer les moins bonnes performances du contrôle adaptatif large bande. La première est que le signal d'erreur est pollué par la distorsion harmonique des mousses adaptatives dans les hautes fréquences due au contrôle dans les basses fréquences, ce qui a pour effet de bloquer l'adaptation du contrôleur. Dans les basses fréquences, le niveau à fournir pour atteindre un contrôle optimal est relativement important. En essayant de fournir ce niveau, la mousse adaptative distord et envoie des harmoniques à plus haute fréquence non intégrées dans le signal de référence et par conséquent non contrôlables. Afin de ne pas trop détériorer le contrôle aux hautes fréquences, le contrôleur diminue l'amplitude de la commande de contrôle et change la phase aux basses fréquences. Il y a un équilibre qui se forme alors entre les hautes fréquences et les basses fréquences. La deuxième hypothèse est que le filtre d'adaptation n'utilise pas tous ses coefficients. Il est possible de vérifier cette hypothèse en retardant le signal de la source primaire et en laissant un temps d'anticipation du contrôleur plus important, ce qui permet la prise en compte d'un nombre plus important de coefficients dans le filtre de contrôle.

6.3.5 Étude complémentaire sur le contrôle adaptatif large bande avec la mousse adaptative 1

Le but de cette section est de caractériser les différents retards intervenant dans la chaîne de contrôle et d'essayer de voir l'influence de l'ajout d'un retard en amont de la source primaire.

L'estimation du retard total de la chaîne de contrôle (différence entre le chemin primaire et le chemin secondaire) doit permettre d'évaluer le nombre d'échantillons du filtre de contrôle qui sont effectivement utilisés. L'ajout d'un retard, qui correspond à une augmentation de l'anticipation du signal de référence, doit nous permettre d'évaluer quel est le nombre d'échantillons nécessaire pour le filtre de contrôle afin d'obtenir le meilleur contrôle possible.

Le retard de groupe de la source primaire (HP) est plus important que celui de la mousse adaptative (cf annexe H). La différence de retard est entre 0.5 et 1 ms. Ceci n'est absolument pas négligeable pour une application de contrôle, puisqu'une milliseconde correspond à 34 cm de propagation acoustique. C'est important pour l'optimisation du placement du capteur de référence. Quand le retard de groupe intègre les retards dus aux amplificateurs, la différence de retard augmente beaucoup. L'amplificateur audio introduit un retard beaucoup plus important que l'amplificateur capacitif. La différence de retard de groupe est alors comprise entre 2 et 3 ms. Ceci correspond à une propagation sur 70cm / 100cm. Ce retard joue en faveur du contrôle.

La distance entre la surface de mousse de la mousse adaptative et le plan median des HP est de 95cm. Le retard pur associé à la propagation dans le tube est donc de 2.76ms à 20 degrés Celsius.

Le retard dû aux filtres numériques en entrée et sortie du Cobra est estimé à 1.5ms (cf annexe H).

Retard total de la chaîne de contrôle

Le retard total de la chaîne de contrôle représente la différence de retard entre le chemin primaire (de l'entrée de l'amplificateur audio à la surface de la mousse adaptative) et le chemin secondaire (du signal de référence à l'entrée du contrôleur jusqu'à la surface de mousse adaptative)(voir figure 6.20). Le retard total de la chaîne de contrôle correspond in-fine au temps qu'a le contrôleur pour exprimer son filtre de contrôle. Ce temps est convertible en nombre d'échantillons. On peut ainsi calculer quel est le nombre de coefficients du filtre qui sont effectivement exploités.

Le retard total s'exprime alors : $\tau_{tot} = \tau_{primaire} + \tau_{propagation} - \tau_{contrôleur} - \tau_{secondaire}$.

Le retard total est compris entre 3.5 et 4.5 ms. Il est plus important dans les basses fréquences.

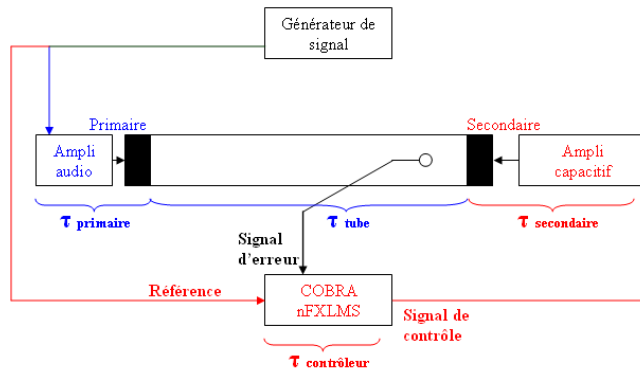


FIGURE 6.20 Schéma présentant les différents retards de la chaîne de contrôle. En bleu le chemin primaire et en rouge le chemin secondaire

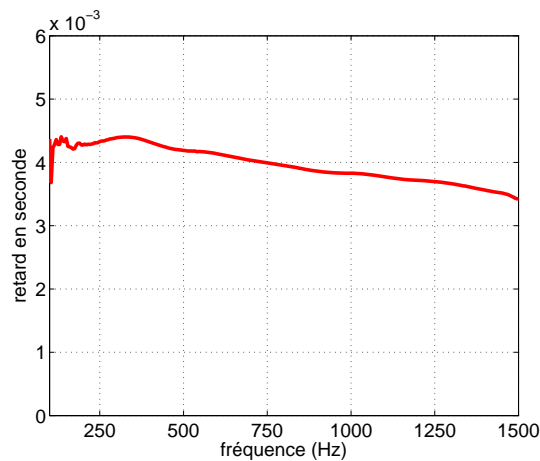


FIGURE 6.21 Retard total de la chaîne de contrôle

Discussion

La mousse adaptative est plus performante que les haut-parleurs en terme de réponse temporelle. La mousse adaptative met moins de temps que les haut-parleurs pour générer une pression, sa réponse à une excitation électrique est deux à trois fois plus rapide que celle des haut-parleurs étudiés. Ceci a une importance certaine pour les applications de contrôle quand on cherche à réaliser des cellules compactes.

Le filtre qui est utilisé comporte 300 points. La fréquence d'échantillonnage est de 4069 Hz. Un échantillon fait donc environ 0.25 ms. *Une quinzaine de points sont utilisés dans la configuration normale de contrôle.* Le filtre n'utilise qu'une petite partie de ces coefficients ce qui peut expliquer pourquoi le contrôle large bande adaptatif est relativement mauvais. *Que se*

passee-t-il si on donne un temps d'anticipation supérieur au contrôleur ?

Contrôle adaptatif large bande avec ajout de retard pur à la source primaire

Une ligne à retard est introduite avant l'amplificateur de la source primaire. Le retard ainsi introduit permet au contrôleur d'avoir un temps d'anticipation supérieur pour le signal de référence. Un filtre actif audio Behringer DCX2498 (C)) dont on utilise la fonction "delay" a été utilisé pour générer les retards. Celui-ci comporte intrinsèquement un retard de 5ms. Le contrôle a été testé avec différents retards soit 5ms, 10ms, 20ms et 55ms. Ces retards intègrent le retard intrinsèque du filtre actif Behringer. Le retard maximal est inférieur à la longueur du filtre de contrôle qui comporte 300 échantillons à 4069 Hz soit une durée temporelle de 73.7ms. Un retard de 5ms permet la prise en compte de 20 coefficients supplémentaires du filtre de contrôle. La question est de savoir quel est le retard nécessaire pour obtenir la meilleure absorption possible. L'évaluation de ce retard doit nous permettre de trouver la longueur optimale du filtre de contrôle.

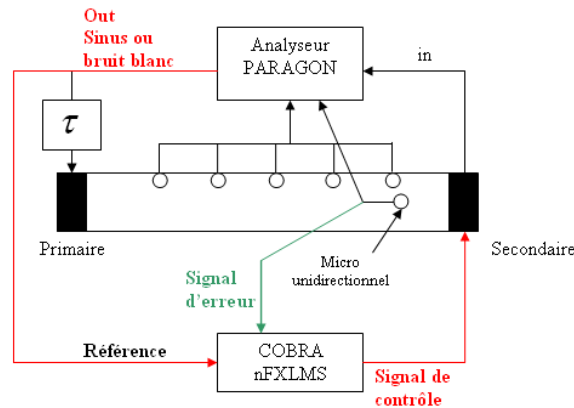


FIGURE 6.22 Schéma du montage de contrôle adaptatif avec retard sur la source primaire

Il n'y a pas d'amélioration réelle de l'absorption dans les basses fréquences en dessous de 250Hz (figure 6.23). L'introduction d'un retard semble même détériorer l'absorption en dessous de 250Hz. L'amélioration de l'absorption se situe au dessus de 250Hz. Au delà d'un certain retard, l'amélioration de l'absorption n'est pas significative. 5 ms de retard sur la source primaire améliore grandement les résultats. 10 ms apporte encore un gain d'absorption entre 300 et 400Hz. Au delà de 10ms, l'amélioration sur le coefficient d'absorption est mineure. Si on considère que le retard moyen de la chaîne de contrôle sans retard ajouté est de 4ms et qu'on ajoute un retard de 10ms, le retard de la chaîne de contrôle est alors de 14 ms, ce qui correspond

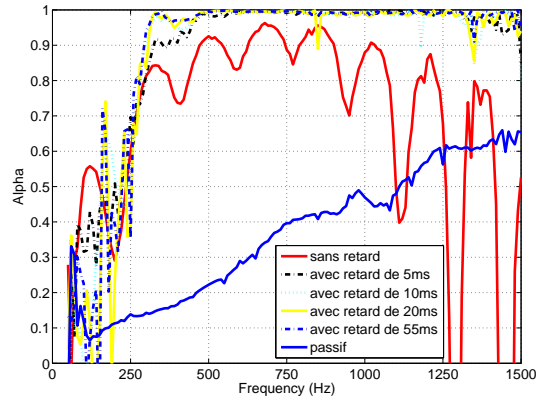


FIGURE 6.23 Coefficients d'absorption en contrôle avec différents retards ajoutés au chemin primaire

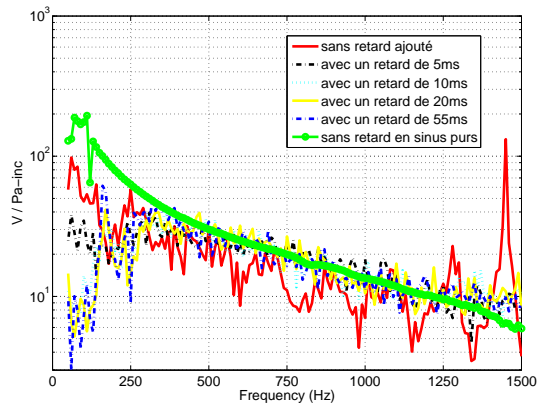


FIGURE 6.24 Commande normalisée pour différents retards ajoutés au chemin primaire

à la prise en compte de 57 coefficients du filtre de contrôle. Le filtre qui a été utilisé (300 coefficients) était donc largement surdimensionné. 14 ms est le temps mis par une onde acoustique pour parcourir une distance de 4.8 m, ce qui donne une idée de la problématique du placement du capteur de référence.

L'observation des commandes de contrôle pour différents retards (figure 6.24), montre que l'introduction de retard avant la source primaire permet à la commande de se rapprocher de la commande de référence (contrôle adaptatif d'un signal harmonique qui donne un coefficient d'absorption quasiment égal à 1 à partir de 100Hz). Ceci est vrai au dessus de 250Hz, par contre en dessous de 250Hz, il semble que l'ajout de retard éloigne la commande de contrôle de la commande de référence. L'explication la plus probable à cette amélioration pourrait s'énoncer ainsi : le fait de moins contrôler au dessous de 250Hz, génère moins de distorsion harmonique parasi-

tant le contrôle au dessus de 250Hz. Le contrôleur agit dans le domaine temporel et cherche à minimiser le signal temporel. Le fait de vouloir contrôler les basses fréquences augmente l'amplitude du signal temporel à cause de la génération d'harmoniques. Le niveau de distorsion des mousses adaptatives aux basses fréquences apparaît dès lors comme un facteur particulièrement limitant et difficile à traiter dans le contrôle. Toutefois, la technique dite d'identification non-linéaire est toutefois envisageable. Elle consiste à envoyer un signal de référence distordu ou encore de prendre comme référence la pression dans le tube avec un microphone unidirectionnel orienté vers l'onde incidente. Néanmoins cette dernière technique entraîne des problèmes d'instabilité importants du contrôle. Nous n'avons pas testé ces possibilités.

6.3.6 Comparaison des performances des trois prototypes

Afin de se donner des éléments de comparaison, trois critères sont proposés. Ces critères sont calculés sur la plage de fréquences [100Hz-1000Hz]. En dessous de 100Hz la mesure du coefficient d'absorption est mauvaise tout comme l'efficacité du contrôle. Au dessus de 1000Hz, le contrôle adaptatif large bande est très mauvais et fausserait beaucoup les critères. Le premier critère donne une indication sur l'accomplissement de la consigne. Ce critère représente l'écart moyen, sur la plage de fréquences considérée, entre le coefficient d'absorption optimal ($\alpha = 1$) et le coefficient d'absorption actif. Nommé $\langle I-\alpha \rangle$, il s'exprime comme suit : $\langle I-\alpha \rangle = \sum_{f=f_1}^{f=f_2} (1 - \alpha_a(f))$. Le deuxième indicateur exprime l'écart moyen entre les coefficients d'absorption passif et actif. Ce critère, que nous nommons $\langle \text{gain}-\alpha \rangle$ s'exprime comme suit : $\langle \text{gain}-\alpha \rangle = \sum_{f=f_1}^{f=f_2} (\alpha_a(f) - \alpha_p(f))$ avec α_p et α_a l'absorption passive et active. $\langle \text{gain}-\alpha \rangle$ représente donc le gain moyen d'absorption sur une plage de fréquences donnée. Le troisième critère est la commande normalisée moyenne exprimée comme suit : $\langle Us/Pa-inc \rangle = (\sum_{f=f_1}^{f=f_2} Us/P - inc(f)) / (nf)$ avec nf le nombre de terme de la somme. Ce dernier critère indique quel est l'effort moyen à fournir par la mousse adaptative pour contrôler la réflexion d'une onde incidente de 1Pa sur la plage de fréquences considérée. $[f_1 : f_2]$ représente la plage de fréquences de calcul des critères. A titre indicatif, le niveau de pression incident auquel la mesure a été réalisée est rappelé. On donne aussi la tension de contrôle aux bornes du PVDF correspondant au contrôle de l'onde incidente. Pour le cas de contrôle adaptatif d'un signal harmonique, le niveau de pression ainsi que la tension de contrôle sont des moyennes du niveau et de la tension sur la plage de fréquences.

Sur le tableau (6.1), les parties rouges soulignent le contrôle le plus performant pour chaque type de contrôle en fonction des mousses adaptatives. L'indicateur de référence pour évaluer

Mousse Adaptative	Indicateurs	Boucle ouverte Σ cosinus	nFX-LMS bruit blanc	nFX-LMS signal harmonique
1	P-inc (dB)	102.3	90.9	93.6
	Us (Vrms)	200	43	46
	$\langle Us/P-inc \rangle$ [100-1000Hz]	44	17	39
	$\langle gain-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.72	0.55	0.68
	$\langle 1-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.008	0.180	0.050
2	P-inc (dB)	101.6	91.1	93.9
	Us (Vrms)	108	43	36
	$\langle Us/P-inc \rangle$ [100-1000Hz]	27	16	27
	$\langle gain-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.54	0.42	0.54
	$\langle 1-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.006	0.120	0.004
3	P-inc (dB)	101.6	90.9	93.9
	Us (Vrms)	136	47	43
	$\langle Us/P-inc \rangle$ [100-1000Hz]	32	18	32
	$\langle gain-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.49	0.37	0.49
	$\langle 1-\alpha \rangle$ [100-1000Hz]	0.006	0.126	0.004

TABLE 6.1 Indicateurs de performance des trois cas de contrôle pour chaque mousse adaptative

l'efficacité du contrôle est $\langle 1-\alpha \rangle$, il a été colorié en vert pour plus de lisibilité. Pour établir un classement des différentes mousses adaptatives, nous avons cherché à voir pour chaque type de contrôle quelle était la mousse adaptative qui avait le plus bas $\langle 1-\alpha \rangle$. L'autre critère primordial est $\langle Us/P-inc \rangle$. Plus ce critère est faible et meilleur est l'efficacité de la mousse adaptative. Si le contrôle n'est pas optimal ($\langle 1-\alpha \rangle > 0.1$) $\langle Us/P-inc \rangle$ est quelque peu faussé et il doit alors être mis en relation avec les autres critères. Le critère $\langle gain-\alpha \rangle$ est purement indicatif et n'intervient pas dans le classement. De même le niveau de pression incidente et la tension d'alimentation de la mousse adaptative sont indicatifs.

Globalement, les meilleures performances sont obtenues avec la mousse adaptative 2 pour l'ensemble des cas de contrôle. Quel que soit le type de contrôle, la mousse adaptative 2 possède la plus petite commande normalisée $\langle Us/P-inc \rangle$ moyennée sur la plage de fréquences. Ceci se traduit aussi par le fait que pour des niveaux de pression incidents similaires, la tension d'alimentation de la mousse adaptative 2 en contrôle est inférieure à celle des autres mousses adaptatives pour tous les cas de contrôle. Par contre pour le critère du gain d'absorption, c'est la mousse adaptative 1 qui domine étant donnée sa faible absorption passive.

Pour compléter le tableau (6.1), trois figures sont présentées. La première donne les absorp-

tions passives des trois prototypes (figure 6.25). Cette figure donne la limite haute fréquence approximative jusqu'à laquelle doit fonctionner le contrôle. La figure 6.26 donne le débit des différentes mousses adaptatives ($m^3/s/V$) estimé par la mesure en petite cavité. Enfin la figure 6.27 donne la commande de contrôle normalisée (V/pa_{inc}), calculée avec le cas de contrôle d'un signal harmonique avec l'algorithme nFX-LMS. Nous avons choisi cette configuration de contrôle car c'est celle qui approche le mieux le contrôle optimal ($\alpha = 1$ sur quasiment toute la plage d'analyse).

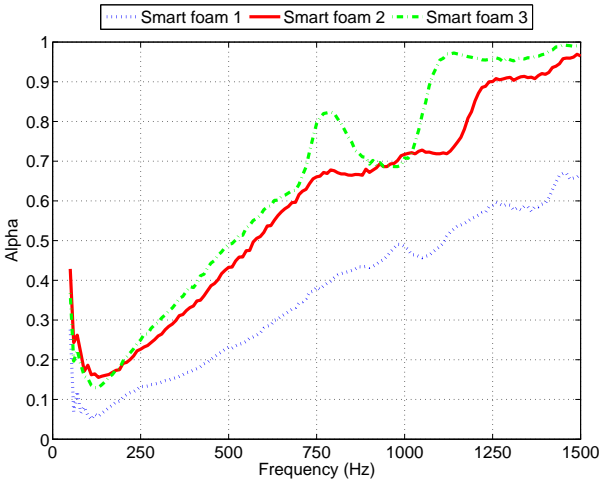


FIGURE 6.25 Coefficients d'absorption passifs des trois configurations de mousse adaptative

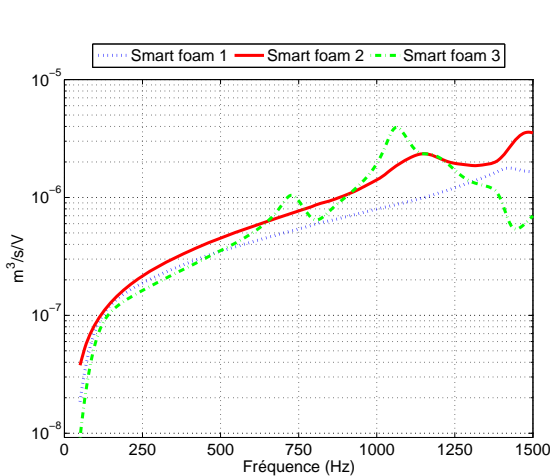


FIGURE 6.26 Sensibilités en débit estimées des trois configurations de mousse adaptative.

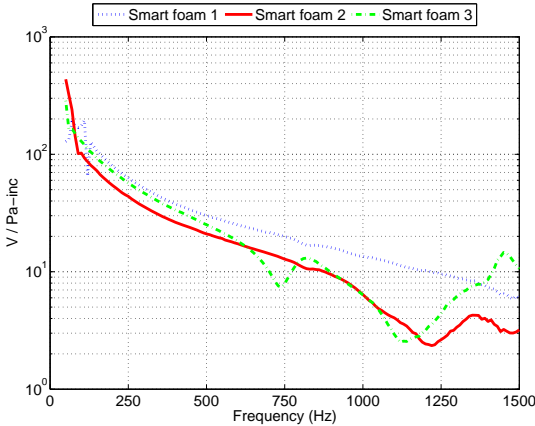


FIGURE 6.27 Tensions d'alimentation normalisées par la pression incidente pour les trois prototypes de mousse adaptative en contrôle optimal

La comparaison des absorptions passives (figure 6.25) montre que les mousses adaptatives

2 et 3 dominent largement la mousse adaptative 1 sans contrôle. L'effort de contrôle est donc sensé être moindre avec ces deux mousses. L'absorption passive fixe la limite haute fréquence jusqu'à laquelle le contrôle doit fonctionner (dépendamment du seuil à atteindre sur le coefficient d'absorption). Si on fixe un seuil de 0.95 pour le coefficient d'absorption, la mousse adaptative 1 devra contrôler au dessus de 1500Hz, la mousse adaptative 2 jusqu'à 1500Hz et la mousse adaptative 3 jusqu'à 1100Hz. Compte-tenu des problèmes de distorsion des amplificateurs capacitifs en hautes fréquences et compte-tenu du courant électrique qui augmente avec la fréquence à tension fixe, la limite haute fréquence de fonctionnement du contrôle des mousses adaptatives est un paramètre important à ne pas négliger.

L'efficacité qu'a la mousse adaptative à contrôler une onde incidente repose essentiellement sur son débit normalisé. Plus le débit est important et plus la mousse adaptative est à même de contrôler. Ce paramètre est particulièrement important dans les basses fréquences où l'absorption passive est faible. Sur ce point c'est certainement la mousse adaptative 2 qui l'emporte (figure 6.26). Elle possède un débit normalisé plus important que les deux autres. Toutefois, si on normalisait le débit par le courant électrique, il n'est pas sûr que la mousse adaptative 2 reste en tête. En effet, la mousse adaptative 1 qui comporte beaucoup moins de PVDF devrait utiliser moins de courant électrique.

L'observation précédente est confirmée par la figure 6.27. En situation de contrôle optimal, pour une même pression incidente, la mousse adaptative demandant le moins de tension électrique d'alimentation est la mousse adaptative 2. Les courbes des figures 6.27 et 6.26 ont des allures exactement inverses. En effet, dans l'hypothèse des ondes planes, la pression est proportionnelle à la vitesse donc au débit.

6.4 Retour sur la littérature et comparaison des performances avec les mousses adaptatives existantes

Les études concernant la mise en place expérimentale du contrôle de l'absorption utilisant des mousses adaptatives sont particulièrement rares dans la littérature pour ne pas dire inexistantes. Aucune étude ne s'est réellement focalisée sur le contrôle de l'absorption, et l'étude de l'absorption constitue plutôt un complément à l'étude du contrôle de la transmission ou du rayonnement des structures. D'autre part, les maigres données que l'on peut récupérer dans la littérature manquent de précision et il est quasiment impossible de déduire les performances des

mousses adaptatives pour le contrôle de l'absorption.

Fuller [Fuller *et al.*, 1994] présente des résultats de contrôle de l'intensité acoustique réfléchie par une mousse adaptative dans un tube d'impédance. Le contrôle est réalisé sur la bande de fréquence [100-1000Hz] en fréquence discrète par pas de 50Hz avec une algorithmme FX-LMS. Le matériau absorbant constitutif de la mousse adaptative est une mousse de polyuréthane. Le PVDF fait $28\mu m$ d'épaisseur et a des électrodes en argent. Le PVDF a la forme d'un sinus entier et est directement collé à l'aide de glue en spray dans la mousse préalablement découpée avec la forme du sinus (figure 6.28). La mousse adaptative à la forme d'un cylindre de 90 mm de section et de 50mm d'épaisseur. Les dimensions du PVDF ne sont pas données, mais le PVDF est compris dans l'épaisseur et frôle la surface avant et la surface arrière de la mousse.

Il n'est pas fait mention de la tension de contrôle, ce qui empêche la comparaison avec notre mousse adaptative. Nous avons traduit les données présentées par Fuller (intensité acoustique incidente et réfléchie en dB) en terme d'absorption et de pression incidente comparable à ce que nous avons présenté plus haut.

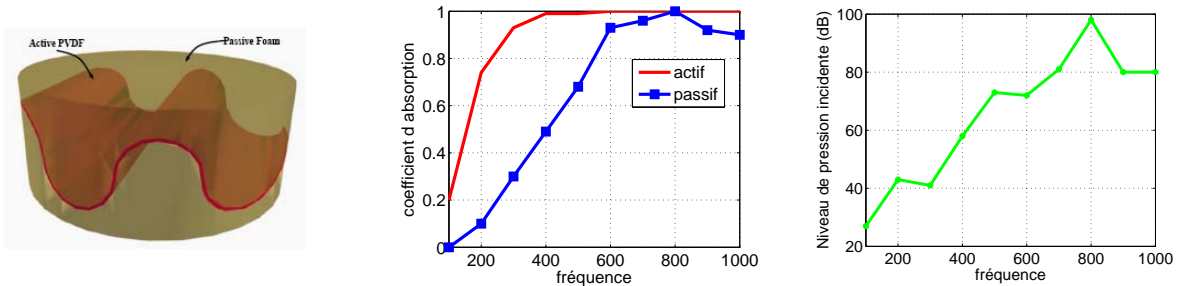


FIGURE 6.28 Résultat obtenu par Fuller (à gauche, le schéma de la smart foam, au centre les absorptions passive et active pour le niveau de pression incident donné à droite)

On peut constater que les performances de ce type de mousse adaptative en absorption sont médiocres.

Gentry [Gentry, C., 1998] a amélioré la mise en place du PVDF dans la mousse. Elle arrive à la conclusion que c'est le demi cylindre avec le PVDF encastré à la base qui est le plus performant en terme de rayonnement. Elle utilise les mousses adaptatives comme "liner", pour contrôler la propagation d'une onde dans un tube. Malheureusement, elle n'évalue pas l'efficacité de ses mousses adaptatives en absorption en incidence normale. Elle n'évalue pas non plus le débit des mousses adaptatives. Il n'y a aucun point de comparaison possible avec notre étude.

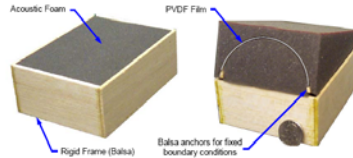


FIGURE 6.29 Concept de mousse adaptative utilisé par Gentry

Henriouille et Al [Henriouille et Sas, 2000] présentent un aperçu de leurs résultats avec différents actionneurs dont des mousses adaptatives. L'épaisseur du PVDF est de $500\mu m$. Ils n'indiquent pas le type de matériau absorbant. Les mesures d'absorption sont menées dans un tube d'impédance de 16cm de diamètre avec des modèles réduits de mousse adaptative dont ils n'indiquent pas les dimensions. Ils utilisent un algorithme FX-LMS et un critère de minimisation basé sur la minimisation de la pression réfléchiée. Les résultats qu'ils obtiennent pour des signaux harmoniques sont donnés par la figure 6.30. Ils ne donnent aucune information sur le niveau de pression incident ni même sur la tension de contrôle appliquée au PVDF. Trop d'éléments sont manquants pour avoir une base sérieuse de comparaison.

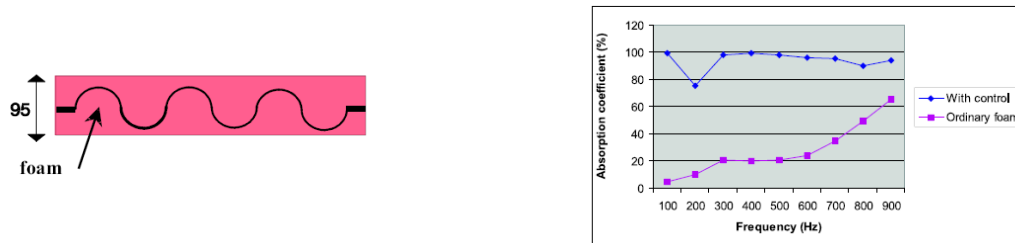


FIGURE 6.30 Mousse adaptative et résultats présentés par Henriouille (à gauche le schéma de la mousse adaptative avec profondeur de 95mm et section de 384mm X 484mm ; à droite l'absorption active comparée à l'absorption d'une mousse ordinaire)

Griffin, dans son mémoire de maîtrise [Griffin, J. , 2006], reprend les mousses adaptatives développées par Gentry. Il améliore légèrement le concept en donnant une forme de "U" au PVDF plutôt que celle d'un demi cylindre (figure 6.31). Il montre que la puissance acoustique rayonnée par la mousse adaptative ayant un PVDF en forme de "U" est supérieure à la puissance acoustique rayonnée avec un PVDF en forme de demi cylindre. Il n'est pas simple de comparer la puissance acoustique rayonnée avec nos mesures. On pourrait éventuellement le faire en utilisant l'évaluation que nous avons faite du débit, mais c'est assez hasardeux et cela ne présente pas beaucoup d'intérêt puisque les mousses adaptatives utilisées par Griffin et les nôtres ont des dimensions très différentes.

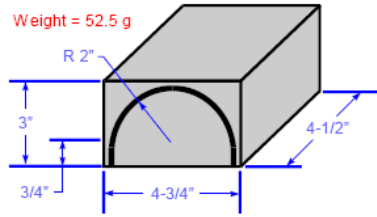


FIGURE 6.31 Amélioration du concept de mousse adaptative proposé par Griffin

Akl [Akl *et al.*, 2004, Akl, W., 2004] a proposé des mousses adaptatives différentes de toutes celles présentées jusqu'à présent. Ses mousses adaptatives ont été conçues en particulier pour le contrôle de la transmission et du rayonnement acoustique des structures, mais il présente des mesures d'absorption en tube de Kundt. Il utilise une mousse de polyuréthane et des fibres piézoélectriques dans une matrice polymère au dessus d'une couche viscoélastique (figure 6.32). La mousse fait 7mm d'épaisseur, la matrice polymère avec les fibres piézoélectrique fait 3.5mm d'épaisseur. Le tube a un diamètre de 5cm.

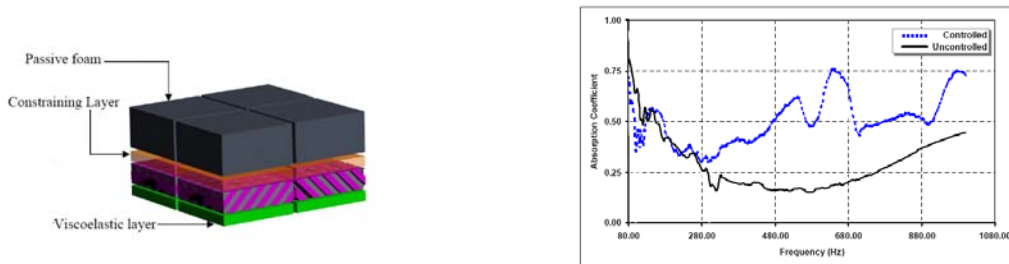


FIGURE 6.32 Mousse adaptative proposée par Akl (à gauche) et résultats en contrôle de l'absorption (à droite)

Encore une fois, il n'est fait aucune mention des tensions de contrôle de la mousse adaptative. L'amplitude de l'onde incidente n'est pas non plus indiquée.

L'analyse détaillée de la littérature concernant l'utilisation des mousses adaptatives montre à quel point les données sont rares et imprécises. Il apparaît qu'aucune comparaison sérieuse n'est possible car aucune référence n'indique la tension de contrôle. Or dans le cas de l'absorption avec une mousse adaptative, ce facteur est primordial. Il semble tout de même que les performances de nos mousses adaptatives soient très bonnes au regard de leur taille et de leur encombrement. Un des facteurs primordiaux qui fait la performance des mousses adaptatives présentées dans cette étude est le fait d'avoir retiré tout le volume de mousse inutile pour l'absorption. En effet, pour l'absorption acoustique d'une onde incidente, toute la partie de mousse en arrière du PVDF est totalement inutile du point de vue passif et gênant du point de vue actif

car elle vient contraindre encore plus le PVDF par la raideur ajoutée de la mousse et par la nécessité d'utiliser le double de colle.

L'étude présentée dans ce chapitre apparaît dès lors comme la seule référence complète de l'étude du contrôle de l'absorption avec une mousse adaptative.

6.5 Bilan sur la mise en oeuvre du contrôle

L'absorption passive détermine la fréquence jusqu'à laquelle le contrôle doit fonctionner. Compte tenu du problème de non-linéarité, la limite haute de fréquence du fonctionnement du contrôle est primordiale. L'absorption passive est reliée à l'épaisseur effective d'absorbant. Il faut alors privilégier des mousses adaptatives ayant déjà une forte absorption passive. Sur ce point la mousse adaptative 1 part avec un handicap par rapport aux mousses adaptatives 2 et 3. Tous les moyens capables d'améliorer l'absorption passive sont à prendre en considération dans la conception d'une cellule hybride active-passive.

Il y a une corrélation directe entre le débit des mousses adaptatives autrement dit la capacité qu'ont les mousses adaptatives à générer du déplacement et de la pression et la capacité à contrôler la réflexion d'une onde incidente. Plus le débit d'une mousse adaptative sera important et plus la commande normalisée (U_s/p_{inc}) sera petite. Sur ce point les problématiques technologiques liées à la réalisation et à la limitation des fuites et courts-circuits acoustiques trouvent tout leur sens. L'optimisation de la forme géométrique des mousses adaptatives, visant à augmenter les performances de rayonnement, est là aussi un facteur déterminant. En ce sens, les mousses adaptatives 2 et 3 sont plus intéressantes que la mousse adaptative 1.

Ce n'est pas l'augmentation de surface de PVDF en tant que telle qui permet d'améliorer l'efficacité des mousses adaptatives. Il y a un lien indissociable entre la surface de PVDF et la forme de cette surface pour améliorer l'efficacité. Par exemple la mousse adaptative 3 comporte plus de PVDF que la mousse adaptative 2, mais son débit est plus faible et la capacité à contrôler une onde incidente moins importante que la mousse adaptative 2.

Les modes de compression de la mousse ne perturbent en fait que très peu le contrôle. En effet, c'est la surface de PVDF qui rayonne et non la surface de la mousse. Il n'y a pas de rotation de phase pour la surface rayonnante (PVDF) et le contrôle n'est donc pas directement affecté.

Les mousses adaptatives 2 et 3 restent efficaces malgré la présence de mode de compression dans la bande de fréquence d'étude.

Le microphone unidirectionnel est un bon capteur d'erreur. Il est facile d'emploi et performant. Tout porte à croire qu'il est possible d'améliorer la mise en place de ce capteur et de le rapprocher de la surface de la mousse adaptative. D'autre part, il doit pouvoir être utilisé dans les configurations plus réalistes de champ libre devant la mousse adaptative et donner de bons résultats pour une fourchette d'incidence assez large.

Pour le contrôle le plus réaliste c'est à dire le contrôle adaptatif large bande, les mousses adaptatives 2 et 3 offrent de belles potentialités. Il est possible d'obtenir un coefficient d'absorption voisin de 0.9 à partir de 250Hz et ce pour une onde incidente de 91dB sans pour autant avoir atteint la limite de tension supportée par le PVDF. Pour ce cas de contrôle nous avons été limité par la capacité de sortie du contrôleur. La limite supportée par le PVDF est d'environ 300Vrms. On peut donc facilement espérer absorber une onde incidente de 100dB en large bande.

Le niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif et des mousses adaptatives dans les basses et hautes fréquences est un facteur particulièrement limitant pour le contrôle des basses fréquences et des hautes fréquences en contrôle adaptatif large bande. Ce type de contrôle ne fonctionne que dans le plage de fréquences pour laquelle le niveau de distorsion est faible.

Le temps d'anticipation du contrôleur est un paramètre déterminant pour le contrôle adaptatif large bande. Plus il sera important et meilleur sera le contrôle.

CHAPITRE 7

APPROFONDISSEMENT DE LA COMPRÉHENSION DES MÉCANISMES DE CONTRÔLE DANS LES MOUSSES ADAPTATIVES GRÂCE AU MODÈLE NUMÉRIQUE

7.1 De l'utilité du code pour la compréhension des mécanismes internes

En plus de pouvoir modéliser le comportement de mousses adaptatives ayant des géométries complexes, le code permet de visualiser certains indicateurs directement pour chaque noeud ou chaque élément. Il permet de visualiser la pression, les déplacements, les puissances de dissipation directement à l'intérieur de la mousse ou du fluide. C'est donc un outil d'analyse puissant. Les modèles analytiques permettent de décrire grossièrement les modes d'action de contrôle de configurations simples. Les mesures expérimentales, permettent aussi d'analyser les modes d'action des structures plus complexes et les performances de mousses adaptatives réelles. Toutefois, il n'est pas possible d'étudier l'influence du PVDF sur l'absorption, ou encore l'influence du type de mousse sur les performances des mousses adaptatives. Il est en effet irréaliste de tester tous les types de mousses expérimentalement. D'autre part, le modèle analytique simpliste et les mesures expérimentales, ne donnent pas le comportement interne du matériau poreux décrit par la pression quadratique, le déplacement, les puissances de dissipation. Nous proposons de compléter cette lacune grâce à l'utilisation du code modélisant les mousses adaptatives étudiées durant cette thèse.

Dans un premier temps, le modèle sera utilisé pour évaluer l'influence de la rigidité du PVDF et de la couche de colle sur l'absorption passive des trois prototypes de mousse adaptative. Nous prendrons ensuite le soin de vérifier si les commandes de contrôle calculées avec le modèle correspondent bien à celles qui ont été obtenues expérimentalement. Nous étudierons ensuite l'influence du matériau absorbant sur le comportement du deuxième prototype de mousse adaptative. Nous nous focaliserons par la suite sur le comportement de la mousse

adaptative 2 utilisant le PVDF décrit plus haut et la mousse de mélamine. Les déformées de la mousse adaptative 2 en configuration de rayonnement dans le tube à différentes fréquences et le débit acoustique seront préalablement présentés. Le bilan de puissance sera ensuite établi et une représentation de la puissance de dissipation par effet visqueux et structural ainsi que de la pression quadratique sera donnée.

7.2 Influence du PVDF sur l'absorption passive

Il est intéressant de savoir quel est l'influence du PVDF sur l'absorption passive. Joue-t-il un rôle de membrane ? Participe-t-il à l'absorption ou est-t-il plutôt assimilable à une surface rigide du point de vue passif ? L'idée est donc de faire varier la rigidité du PVDF et de la couche de colle et de comparer les absorptions passives obtenues. Le cas d'une mousse sans PVDF sera aussi intégré dans la comparaison, comme référence.

Dans le cas du PVDF très rigide, les rigidités du PVDF et de la colle sont chacune fixées à 10000Gpa. La masse volumique garde ici sa valeur réelle. Le PVDF agit alors comme une surface infiniment rigide. Dans le cas du PVDF réel, on utilise les propriétés du PVDF et du collage données au chapitre 4 (4.3, 4.4.3) (5.4GPa pour le PVDF et 1GPa pour le collage). Pour le cas du PVDF souple, la rigidité du collage et du PVDF sont chacune fixées à 500Pa avec une masse volumique de $1Kg/m^3$. Le PVDF agit alors comme une membrane souple sans rigidité et sans masse.

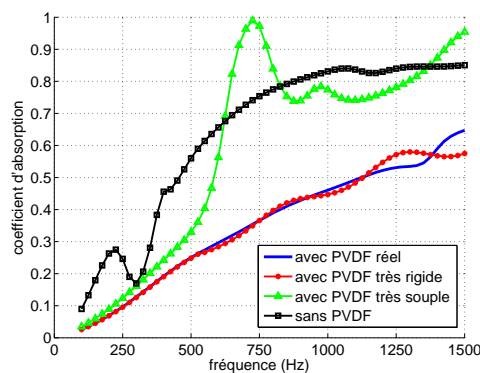


FIGURE 7.1 Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 1

Les figures 7.1, 7.2 montrent que *le PVDF agit comme une condition rigide sur les mousses adaptatives 1 et 2*. En effet il y a peu de différence entre l'absorption obtenue avec le PVDF réel et celle obtenue avec le PVDF très rigide. Les absorptions acoustiques obtenues avec le PVDF

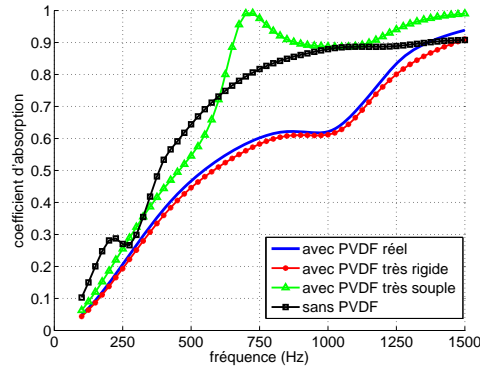


FIGURE 7.2 Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 2

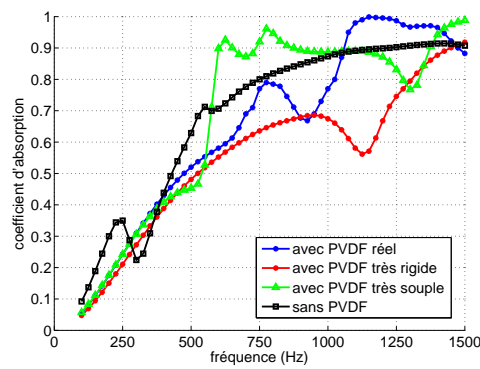


FIGURE 7.3 Influence du PVDF sur l'absorption passive de la mousse adaptative 3

très souple ou sans PVDF sont bien sûr plus importantes. Dans le cas du PVDF très souple, la mousse peut se déplacer sur sa face arrière et l'ensemble suit un comportement résonant de type masse-ressort.

Pour la mousse adaptative 3 (figure 7.3), il semble que le PVDF et sa couche de colle ne soient pas assimilables à une condition rigide en configuration passive. L'absorption acoustique obtenue avec le PVDF réel (colle réelle) se place entre celle obtenue avec un PVDF extrêmement rigide et un PVDF (colle) très souple. La forme et le rayon de courbure donnés au PVDF sont certainement responsables de cette influence. Ceci permet aussi indirectement de nous rassurer sur la caractérisation de la rigidité du collage que nous avons faite expérimentalement car le modèle approche bien l'absorption expérimentale et cette absorption dépend directement de la rigidité du collage et du PVDF.

Il semble que la gamme de fréquence de l'influence de la rigidité dépend du prototype et de l'épaisseur de mousse. Il est fort probable qu'au dessus de 1500Hz les absorptions obtenue avec le PVDF réel diffèrent de l'absorption obtenue avec le PVDF rigide pour les prototypes 1 et 2.

L'influence de la rigidité arrive plus bas en fréquence pour le prototype 3.

7.3 Vérification de la validité de la commande de contrôle calculée numériquement pour les 3 mousses adaptatives

Avant de pouvoir regarder les différents indicateurs physiques dans les mousses adaptatives à l'aide du code, il faut s'assurer que la modélisation numérique du contrôle correspond bien aux mesures expérimentales. Un des indicateurs pour valider la modélisation du contrôle est la commande normalisée, c'est à dire la tension d'alimentation du PVDF en V sur la pression incidente à la surface de la mousse en Pa. Les figures 7.4 , 7.5 et 7.6 présentent la comparaison des commande de contrôle calculées numériquement avec les commandes de contrôle obtenues par les mesures expérimentales. La commande normalisée expérimentale est issue du contrôle adaptatif d'une perturbation harmonique. Nous avons choisi ce cas de contrôle car c'est celui qui approche le plus l'absorption optimale. Les commandes de contrôle numériques permettent, quand à eux, une absorption théorique parfaite. Ces comparaisons permettent de nous donner une idée de l'influence des erreurs de modélisation (cf chapitre validation 5) sur le calcul de la consigne optimale de contrôle.

Les modèles numériques utilisés sont ceux qui ont servi à la validation expérimentale. Les maillages sont identiques. La technique de calcul de la tension de contrôle optimale normalisée est décrite à la fin du chapitre présentant le modèle (section 3.7). Le déplacement imposé au piston primaire est de $1\mu m$. Ceci n'influe toutefois pas sur la tension de contrôle normalisée, mais cela aura une influence sur la pression quadratique dans le tube présentée plus bas pour la mousse adaptative 2.

La figure 7.4 montre clairement que la modélisation du contrôle approche très bien le contrôle expérimental. La commande numérique normalisée donne même la limite basse fréquence théorique de la commande que nous n'avons pas pu atteindre expérimentalement. Il est assez normal compte tenu de la qualité de la validation expérimentale du modèle de mousse adaptative 1 d'obtenir une très bonne correspondance aussi sur la commande de contrôle.

Pour la mousse adaptative 2 (figure 7.5), la correspondance des commandes est aussi très bonne, mais on peut observer un petit écart sur l'amplitude et la phase de 1000Hz à 1400Hz.

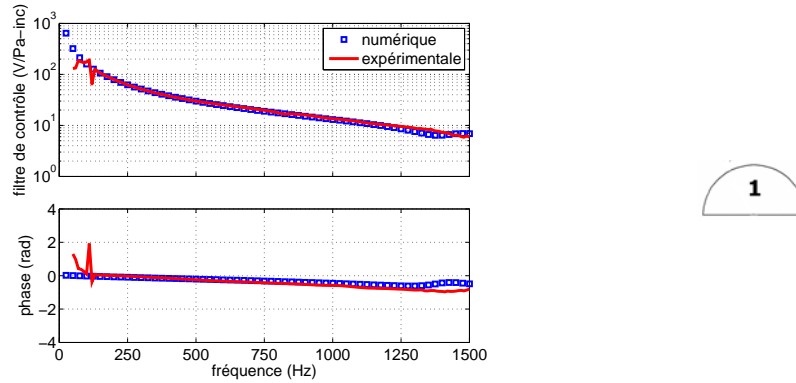


FIGURE 7.4 Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 1 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)

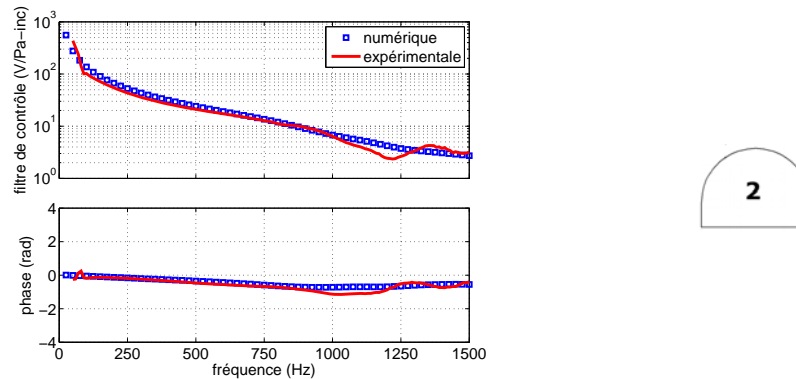
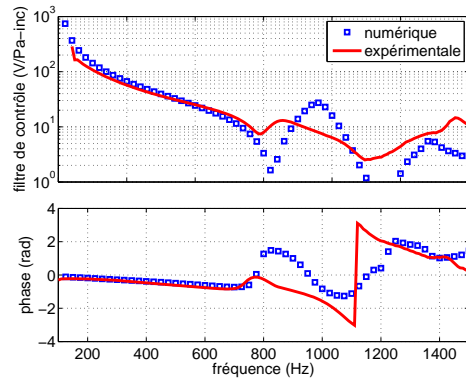


FIGURE 7.5 Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 2 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)

La figure 7.6 indique que dans le cas de la mousse adaptative 3, la commande de contrôle n'est pas bien approchée par le modèle numérique à partir de 800Hz. Les écarts sur l'amplitude et la phase au dessus de cette fréquence sont assez importants. Il ne sera pas possible d'utiliser le modèle numérique avec cette mousse adaptative au dessus de 800Hz. Ceci semble tout à fait logique compte tenu des observations faites sur la validation expérimentale du modèle de mousse adaptative 3.

Dans la suite de l'étude nous ne conserverons que la la mousse adaptative 2 pour laquelle le modèle numérique est particulièrement en adéquation avec les mesures expérimentales de



3

FIGURE 7.6 Comparaison des commandes de contrôle normalisées obtenues expérimentalement et numériquement pour la mousse adaptative 3 (en haut la tension de contrôle normalisée par la pression incidente ; en bas la phase de la tension de contrôle par rapport au déplacement particulière de l'onde incidente sur la surface)

contrôle de l'absorption mais aussi avec les mesures de validation expérimentale. La géométrie de la mousse adaptative est aussi celle qui donnait les meilleurs résultats en contrôle expérimental.

7.4 Influence du type de mousse sur la configuration 2

Dans tout le développement de cette thèse, nous n'avons utilisé qu'un seul matériau absorbant pour la réalisation des mousses adaptatives et l'étude en contrôle. Nous avons détaillé les raisons de ce choix. Toutefois, il y a un panel gigantesque de matériaux poreux disponibles dans le commerce. Un des intérêts du code numérique réside dans la possibilité de tester les différents matériaux absorbants disponibles sans être obligé de réaliser les prototypes qui réclament une minutie importante ainsi qu'un temps et un coût de fabrication conséquents (une feuille de PVDF coûte 120 dollars US... et il faut environ quatre heures pour réaliser un prototype correct...). Le code doit donc permettre d'identifier les matériaux les plus performant de manière rapide et économique.

Dans cette section, nous proposons une étude comparative de l'efficacité de mousses adaptatives basées sur la géométrie de la mousse adaptative 2 et utilisant trois matériaux absorbants différents. Ces matériaux sont la mousse de mélamine précédemment utilisée, une mousse de polyuréthane et un fibreux utilisé dans l'industrie automobile. Les propriétés de ces matériaux sont données par le tableau 7.1. C'est un choix arbitraire qui permet d'avoir une idée du com-

portement de matériaux usuels de types mousse ou fibreux. Le nombre de matériaux poreux disponibles sur le marché est énorme et il est impossible de présenter un étude comparative exhaustive. Les propriétés de la mousse de mélamine ont été mesurées en partie au GAUS et en partie au LMA. Les propriétés de la mousse de polyuréthane et du fibreux sont tirées des bases de données du GAUS.

Paramètres	Unité	Mousse de mélamine	Mousse de polyuréthane	Fibreux
ϕ	SU	0.96	0.96	0.95
σ	$N.s.m^{-4}$	15310	5000	1500
α_∞	SU	1.02	1.24	1.11
Λ	m	105.10^{-6}	105.10^{-6}	195.10^{-6}
Λ'	m	205.10^{-6}	340.10^{-6}	270.10^{-6}
ρ	$Kg.m^{-3}$	9	22	26.5
E_x	$N.m^{-2}$	400000	□	□
E_y	$N.m^{-2}$	180000	□	□
E_z	$N.m^{-2}$	55000	□	□
E	$N.m^{-2}$	□	46500	6000
ν_{xy}	SU	0.4	□	□
ν_{xz}	SU	0.4	□	□
ν_{yz}	SU	0.4	□	□
ν	SU	□	0.4	0
η	SU	0.05	0.14	0.23

TABLE 7.1 Paramètres de Biot des trois matériaux poreux utilisés pour la comparaison

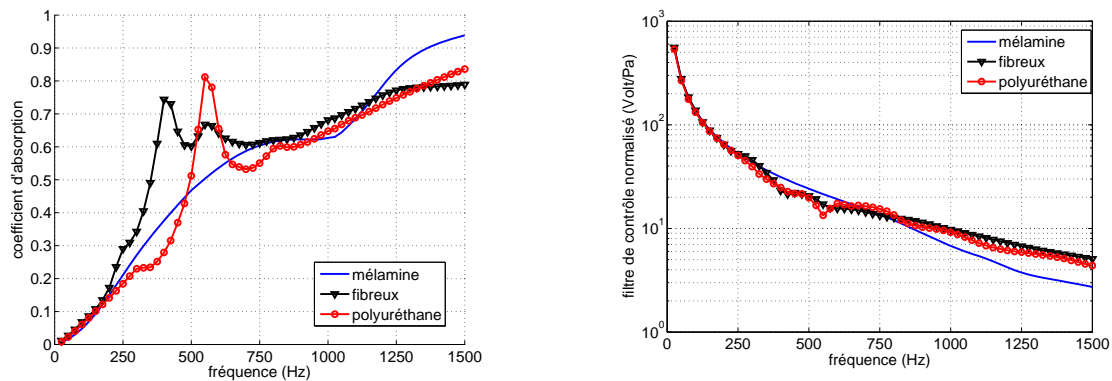


FIGURE 7.7 Influence du type de mousse sur la configuration 2 (à gauche, le coefficient d'absorption : à droite, la commande de contrôle normalisée)

La figure 7.7 présente l'absorption passive obtenue pour chaque matériau absorbant et la tension de contrôle optimale normalisée par la pression incidente. On peut constater que le pic d'absorption obtenu avec le fibreux est plus bas en fréquence que celui obtenu avec la mousse

de polyuréthane. Ce pic correspond au mode de quart de longueur d'onde (fluide et structure) du matériau poreux. Il est assez surprenant de voir des pics aussi marqués avec ces matériaux. En amont, nous avons constaté que, du point de vue de l'absorption passive, le PVDF agissait comme une condition rigide pour la mousse adaptative 2 utilisant de la mélamine. Or l'utilisation de la mousse de polyuréthane et du fibreux dans les mousses adaptatives n'est pas sensée engendrer l'apparition de pics prononcés de l'absorption acoustique pour ces épaisseurs et pour ces fréquences [Leroy *et al.*, 2007]. Ce n'est pas la raideur des matériaux absorbants utilisés qui influe ici. Le fibreux a une rigidité trop faible pour avoir un pic d'absorption important dû à un mode de compression. Il agit plutôt comme un matériau poreux avec un squelette souple (Limp). ***On peut donc raisonnablement supposer que la masse de mousse influe sur le PVDF et entraîne un mode de compression/flexion du PVDF.*** Le volume de mousse dans la mousse adaptative 2 est de 200cm^3 . Le poids de mousse est donc de 4,4g pour la mousse de polyuréthane et de 5,3g pour le fibreux alors qu'elle n'est que de 1,8g pour la mousse de mélamine. Le poids de PVDF et de colle est estimé à 1,5g. La mousse de mélamine a une masse comparable à la masse du PVDF et de la colle alors que le fibreux est 4 fois plus lourd.

La tension de contrôle est quant à elle peu influencée par ce mode de compression de l'ensemble (flexion du PVDF). En dessous de 250 Hz, les consignes sont identiques. Entre 250Hz et 750Hz, la consigne avec la mousse de mélamine est légèrement supérieure aux deux autres. Au dessus de 750Hz, la mousse adaptative utilisant de la mélamine a une tension de contrôle inférieure aux deux autres.

La mousse de mélamine apparaît dès lors comme un excellent compromis en terme de poids et d'efficacité passive et active. Pour un approfondissement de l'optimisation des mousses adaptatives, il serait essentiel de tester d'autres matériaux et de voir l'influence de multicouches de matériaux absorbants.

7.5 Comportement détaillé de la mousse adaptative 2

Dans cette section, nous proposons une étude détaillée du comportement de la mousse adaptative 2, utilisant de la mousse de mélamine. Les déformées, le débit comparé entre le PVDF et le piston primaire, le bilan de la puissance injectée et de la puissance dissipée ainsi que les visualisations des puissances de dissipation visqueuse et structurale dans le poreux seront présentés. La visualisation de la pression quadratique dans tube et la cellule (mousse adaptative

et cavité arrière), permettra finalement d'illustrer, d'un point de vue qualitatif, la transparence acoustique de la mousse adaptative en contrôle.

Les visualisations utilisant GMV (General Mesh Viewer) seront présentées systématiquement pour 100Hz, 500Hz, 1000Hz et 1500Hz. Ces fréquences ne correspondent pas forcément aux modes acoustiques dans le tubes et aux modes structuraux de la mousse adaptative, mais elles permettent de couvrir la plage de fréquences d'étude.

7.5.1 Les déformées

Afin de mieux comprendre le comportement de la mousse adaptative 2, il est nécessaire de connaître, la forme des modes et des déformées associées à plusieurs fréquences (figure 7.8). Nous présentons ici les déformées de la mousse adaptative 2 placée dans le tube d'impédance 2 avec 1 Volt aux bornes du PVDF pour les fréquences 100Hz, 500Hz, 1000Hz et 1500Hz. Ces fréquences ne correspondent pas aux fréquences de résonance de la mousse adaptative, mais permettent d'avoir une vision des déformées de la mousse adaptative sur la plage de fréquences d'analyse numérique [20 :1500Hz].

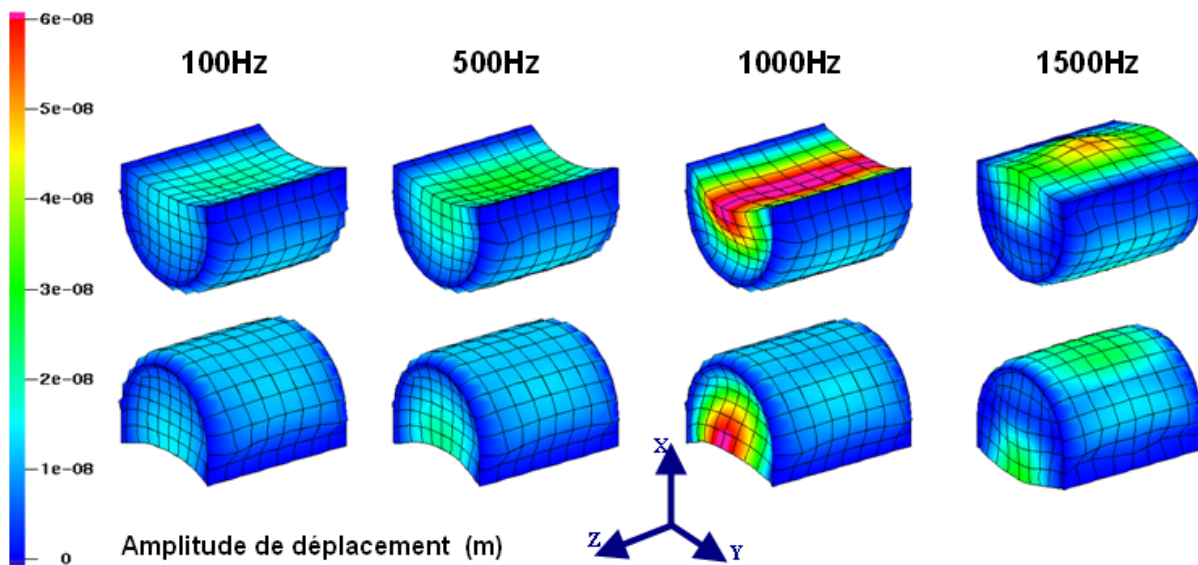


FIGURE 7.8 Déformées représentant la partie réelle du déplacement 3D à un instant donné. Le code couleur donne l'amplitude de déplacement selon l'axe X de la mousse adaptative 2 pour une tension d'alimentation de 1 V (sans contrôle)

À 100Hz et à 500Hz, les déformées sont très similaires et correspondent à une déformation

dans l'axe X. À 1000Hz, il faut ajouter à la déformation dans l'axe X, une déformation de la mousse dans l'axe Z. À 1500Hz, on peut voir l'influence d'un mode circonférentiel d'ordre 3 du PVDF ainsi que d'un mode d'ordre 1 dans l'axe X (épaisseur) de la mousse.

7.5.2 Le débit en contrôle

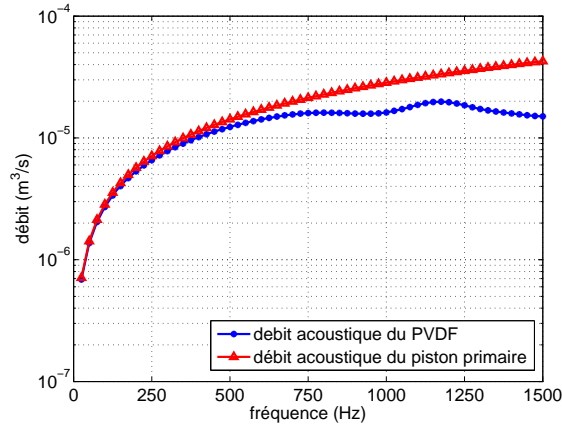


FIGURE 7.9 Débit acoustique du piston primaire et du PVDF en configuration de contrôle

Du point de vue du contrôle de l'absorption, le débit du PVDF est primordial. La figure 7.9 présente une comparaison du débit du PVDF en contrôle avec le débit du piston primaire (déplacement imposé de $1\mu m$). Le débit du piston primaire correspond à l'intégrale de la vitesse normale du piston sur sa surface. Le débit du PVDF est calculé à partir de l'intégrale de la vitesse normale sur la surface du PVDF (plus grande que celle du piston). On peut constater que le débit du PVDF correspond exactement au débit du piston primaire dans les basses fréquences. À partir de 500Hz, le débit du PVDF décroît comparativement au débit du piston primaire. Le PVDF cherche alors à absorber l'onde incidente qui n'est pas passivement dissipée dans la mousse.

7.5.3 Bilan de puissance en contrôle

Cette section a pour but de dresser le bilan de puissance injectée et dissipée dans le poreux. La puissance peut être injectée par le fluide ou par le PVDF. Les puissances dissipées sont de trois types : visqueuse, thermique et structurale. La puissance dissipée par effet visqueux provient de la friction du fluide dans le poreux et de la matrice solide. La puissance dissipée par effet thermique est provoquée par le transfert de chaleur entre le fluide et la matrice dû aux

variations de pression dans le fluide entraînant des micro-variations de température du fluide (la température de la matrice solide étant considérée constante). La dissipation par effet structural provient du facteur d'amortissement structural de la matrice solide et est directement associée aux déformations du squelette. Le calcul des puissances injectées et dissipées dans le poreux est donné dans le chapitre portant sur le modèle (3.6). **Les puissances dissipées sont négatives puisqu'elles représentent une perte de puissance du système. Toutefois elles seront représentées par leurs modules (positifs)** pour pouvoir faire la comparaison sur la figure 7.10 avec la puissance injectée. La puissance injectée par le fluide représente la puissance injectée par la distribution des pressions acoustiques en surface avant du poreux. La puissance injectée par le PVDF correspond à la puissance injectée par les déplacements générés sur la surface arrière de la mousse par l'actuation du PVDF.

La figure 7.10 donne le bilan des puissances dans le poreux et la figure 7.11 donne les amplitudes relatives des puissances dissipées.

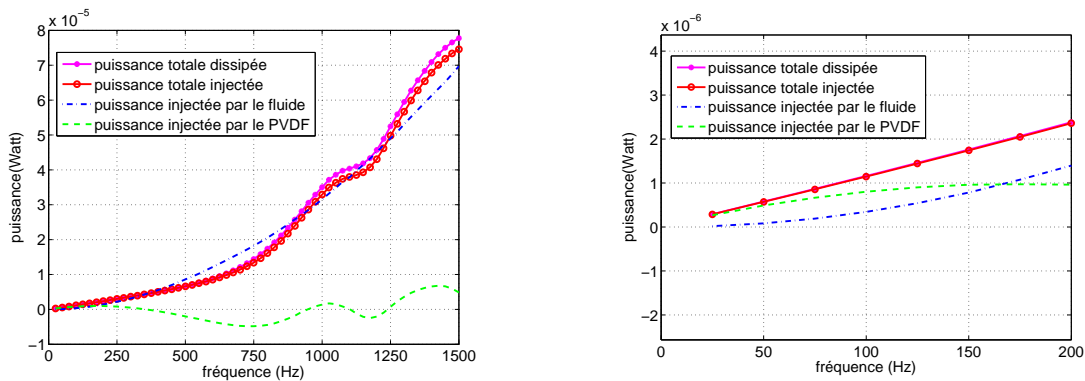


FIGURE 7.10 Bilan des puissances injectées et des puissances dissipées dans la mousse adaptative 2 en contrôle (à droite la zone basse fréquence)

La première observation qui doit être faite sur la figure 7.10 est que la puissance totale injectée n'est pas tout à fait égale à la puissance totale dissipée. Dans les hautes fréquences, la puissance dissipée est alors légèrement supérieure à la puissance injectée. Ceci est dû au fait que le PVDF peut engendrer une contrainte tangentielle sur la mousse (sur les montants du "U") qui n'est pas comptée comme une puissance injectée mais dont une partie sera dissipée par effet structural, visqueux et thermique. D'autre part, la forme non parfaite des éléments peut engendrer des erreurs sur le calcul des normales aux éléments ce qui vient fausser le calcul de la puissance injectée. L'écart maximal est de l'ordre de 7% et se situe entre 700 et 900Hz, alors que l'erreur est globalement inférieure à 4% sur le reste de la plage de fréquences. Cette erreur reste acceptable mais non négligeable.

Le fluide injecte toujours une puissance positive. La puissance injectée par le PVDF oscille entre une valeur positive et négative. Une puissance injectée positive signifie que le PVDF déplace ou contraint la mousse. Une puissance injectée négative signifie que la mousse déplace ou contraint le PVDF. Il n'est pas facile d'interpréter cette courbe car une partie de la surface du PVDF peut injecter une puissance positive alors qu'une autre partie peut injecter une puissance négative.

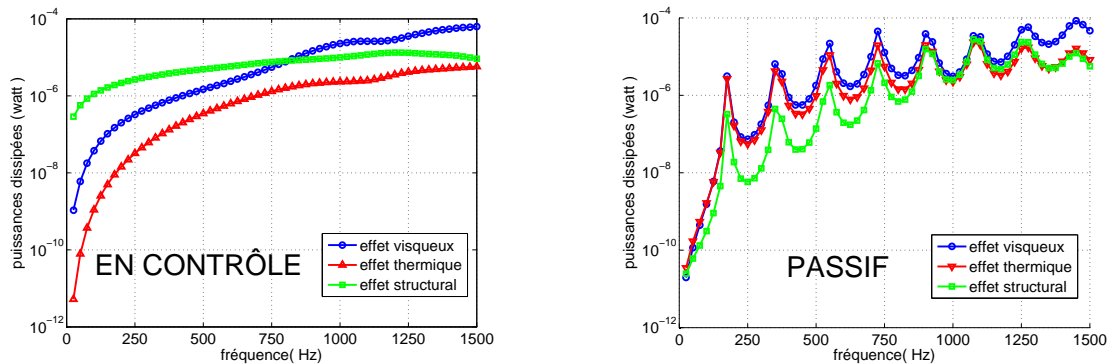


FIGURE 7.11 Puissances dissipées par effet visqueux , thermique et structural dans le poreux de la mousse adaptative 2 en contrôle (à gauche) et passif (à droite)

La figure 7.11 montre qu'en contrôle l'effet dominant dans la dissipation est l'effet structural. En effet, nous avons pu constater au cours de l'étude analytique préliminaire (2.4.4) que le mode d'action des mousses adaptatives pour le contrôle de l'absorption ne favorisait pas la dissipation par effet visqueux, bien au contraire, alors que c'est le mécanisme dominant de l'absorption passive. Le fait que la dissipation structurale soit importante vient du fait qu'une partie du mouvement engendré par le PVDF est dissipé par l'amortissement intrinsèque de la matrice élastique. Cette dissipation est d'autant plus forte que le mouvement du PVDF est important, c'est à dire dans les basses fréquences. Lorsque le mouvement du PVDF devient moins important (hautes fréquences), c'est la dissipation par effet visqueux qui domine. La transition a lieu vers 750Hz. Dans les hautes fréquences, l'absorption passive redevient dominante devant l'absorption active. Dans les basses fréquences, l'essentiel de l'absorption est active.

D'un point de vue passif, la puissance de dissipation par effet structural est faible dans les basses fréquences alors que les puissances dissipées d'origine visqueuse et thermique sont quasiment identiques. Vers les hautes fréquences, la puissance de dissipation par effet visqueux domine les autres types de dissipation.

Il est intéressant d'avoir une vision de la localisation de la dissipation visqueuse et structurale. Les deux sous-sections suivantes donnent une visualisation dans la mousse, de ces deux

sources de dissipation pour différentes fréquences.

La puissance de dissipation par effet visqueux en contrôle

Pour mieux visualiser la localisation des dissipations par effet visqueux, la mousse est présentée sous forme de coupes parallèles à l'axe du demi-cylindre. L'échelle de couleur varie avec la fréquence.

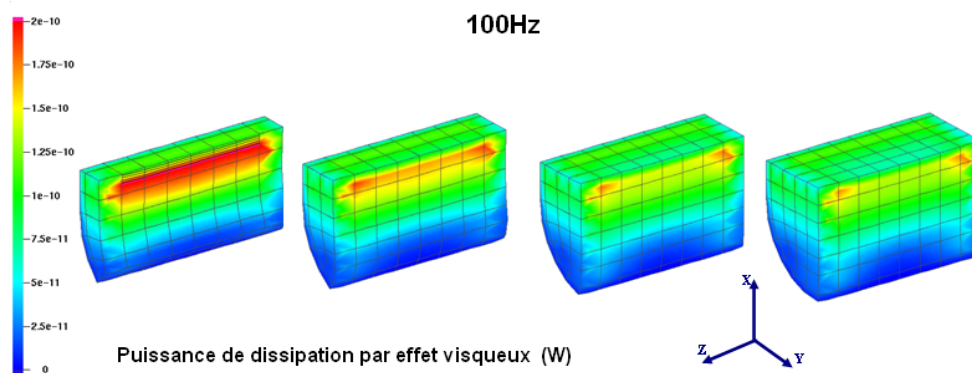


FIGURE 7.12 Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 100Hz

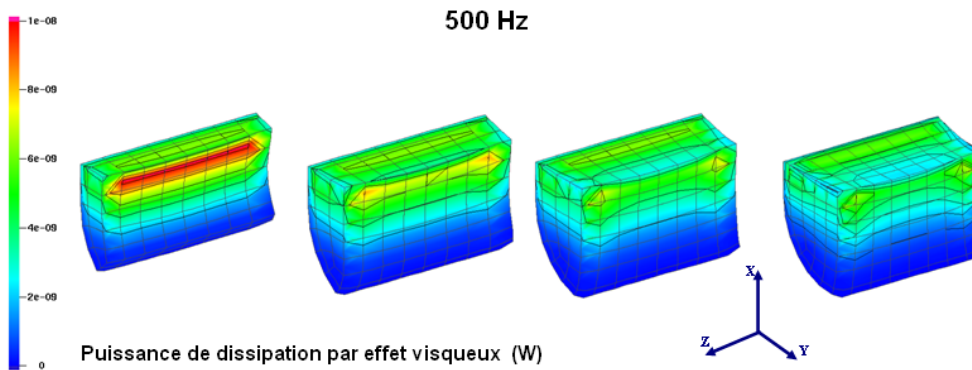


FIGURE 7.13 Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 500Hz

Ces graphes montrent clairement que dans les basses fréquences (100Hz et 500Hz), la dissipation par effet visqueux se fait près de l'encastrement du PVDF là où la mousse bouge très peu. À 1000Hz, la dissipation par effet visqueux se fait sur toute la surface supérieure de la mousse. À cette fréquence, le PVDF bouge peu et une partie importante de l'onde est absorbée à la surface de la mousse. Ce qui n'est pas dissipé par effet visqueux sera "absorbé" par le PVDF. À 1500Hz, la dissipation par effet visqueux est plus importante près du centre de la surface supérieure de la mousse. À cette fréquence le PVDF ne bouge quasiment plus et l'ab-

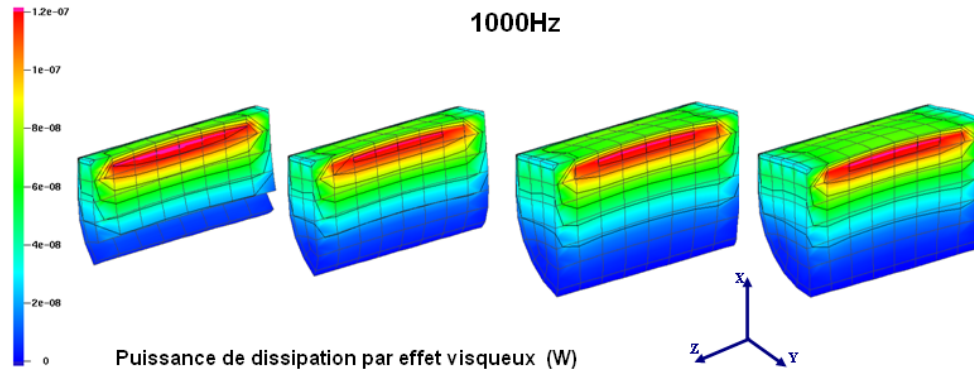


FIGURE 7.14 Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 1000Hz

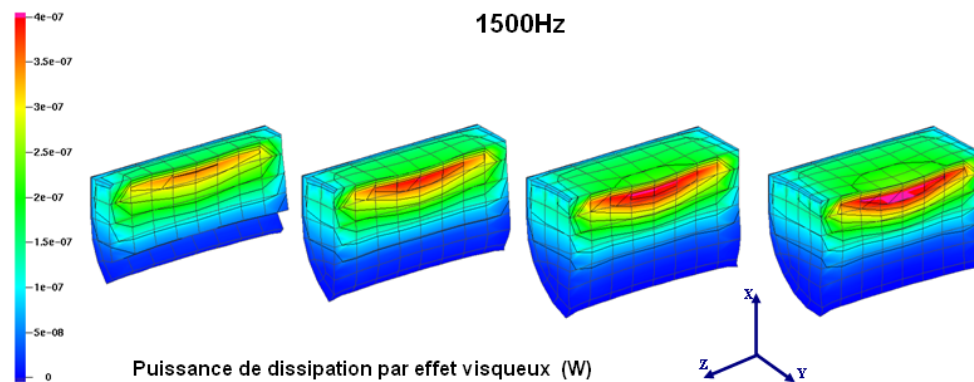


FIGURE 7.15 Puissance de dissipation par effet visqueux dans la mousse adaptative 2 à 1500Hz

sorption provient principalement de la dissipation par effet visqueux favorisée par le mode de compression de la mousse dans l'axe X (cf déformées 7.8).

La puissance de dissipation par effet structural en contrôle

Il est intéressant de savoir où a lieu la dissipation par effet structural car c'est une des sources de dissipation importante notamment qui dissipe une partie du mouvement du PVDF.

L'analyse de la figure 7.16, montre que la dissipation par effet structural se fait au milieu du poreux là où la déformation est la plus importante. L'échelle de couleur varie avec la fréquence. On peut remarquer que dans les basses fréquences, la dissipation est importante au centre de la mousse et sur le bord juste sous l'encastrement, là où le PVDF et la mousse se déforment beaucoup (cf 7.8). Dans les plus hautes fréquences, la dissipation se fait préférentiellement au centre de la mousse.

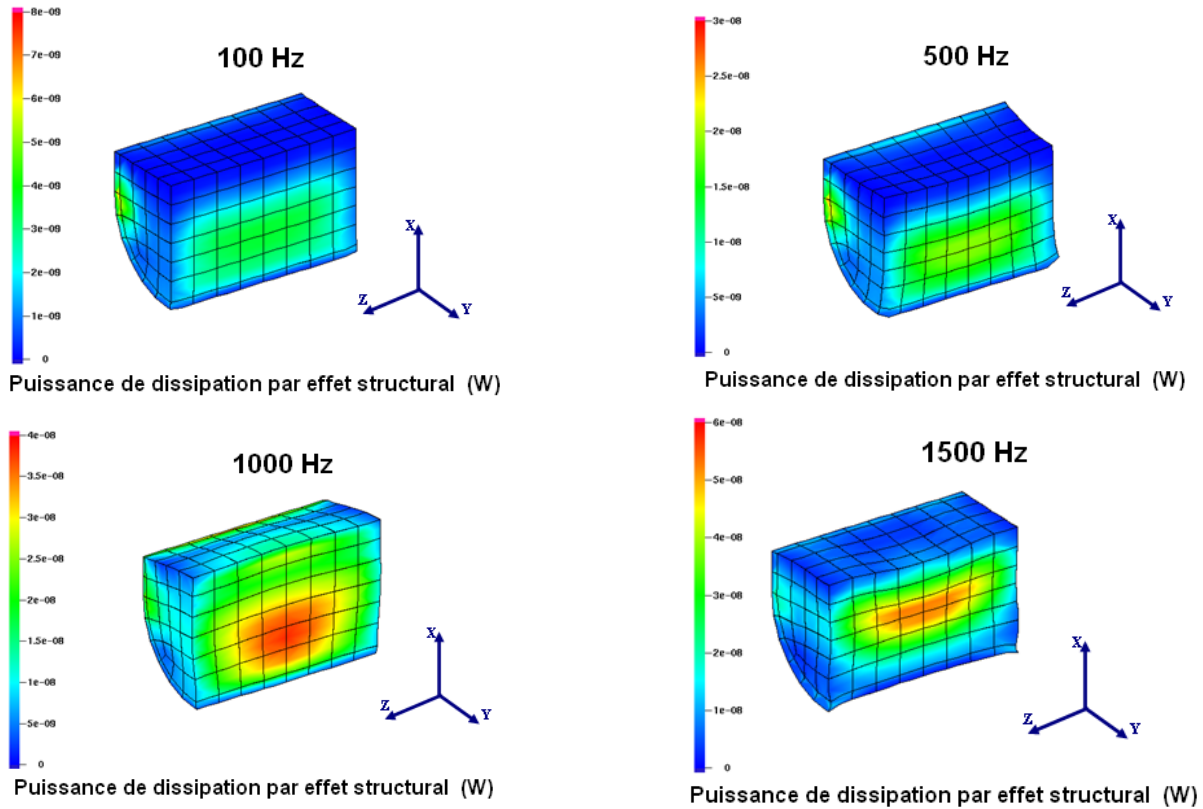


FIGURE 7.16 Puissance de dissipation par effet structural dans le poreux de la mousse adaptative 2 en contrôle

7.5.4 Pression quadratique dans le tube et la cellule (mousse adaptative + cavité arrière)

La figure 7.17 donne la pression quadratique dans le tube, dans la mousse et dans la cavité arrière à différentes fréquences. Seul un quart du dispositif est présenté afin de voir ce qui se passe au sein de la mousse et de la cavité arrière. On ne représente qu'une petite portion du tube devant la mousse (15cm). L'échelle de couleur varie avec la fréquence. La pression quadratique dans le tube est proportionnelle à la vitesse et augmente avec la fréquence puisqu'on impose un déplacement au piston primaire de $1\mu m$ sur toute la plage de fréquence dans le tube. D'un point de vue qualitatif, la pression est plus importante dans la cavité arrière que dans le tube aux basses fréquences et c'est l'inverse aux hautes fréquences. Ceci illustre bien les observations faites lors de l'étude analytique préliminaire. Dans les basses fréquences, le débit du PVDF est équivalent au débit du piston primaire, mais la petite taille de la cavité arrière amplifie beaucoup l'amplitude de la pression dans cette cavité. La pression dans le tube est uniforme, ce qui est conforme avec l'obtention d'une onde purement propagative dans le tube.

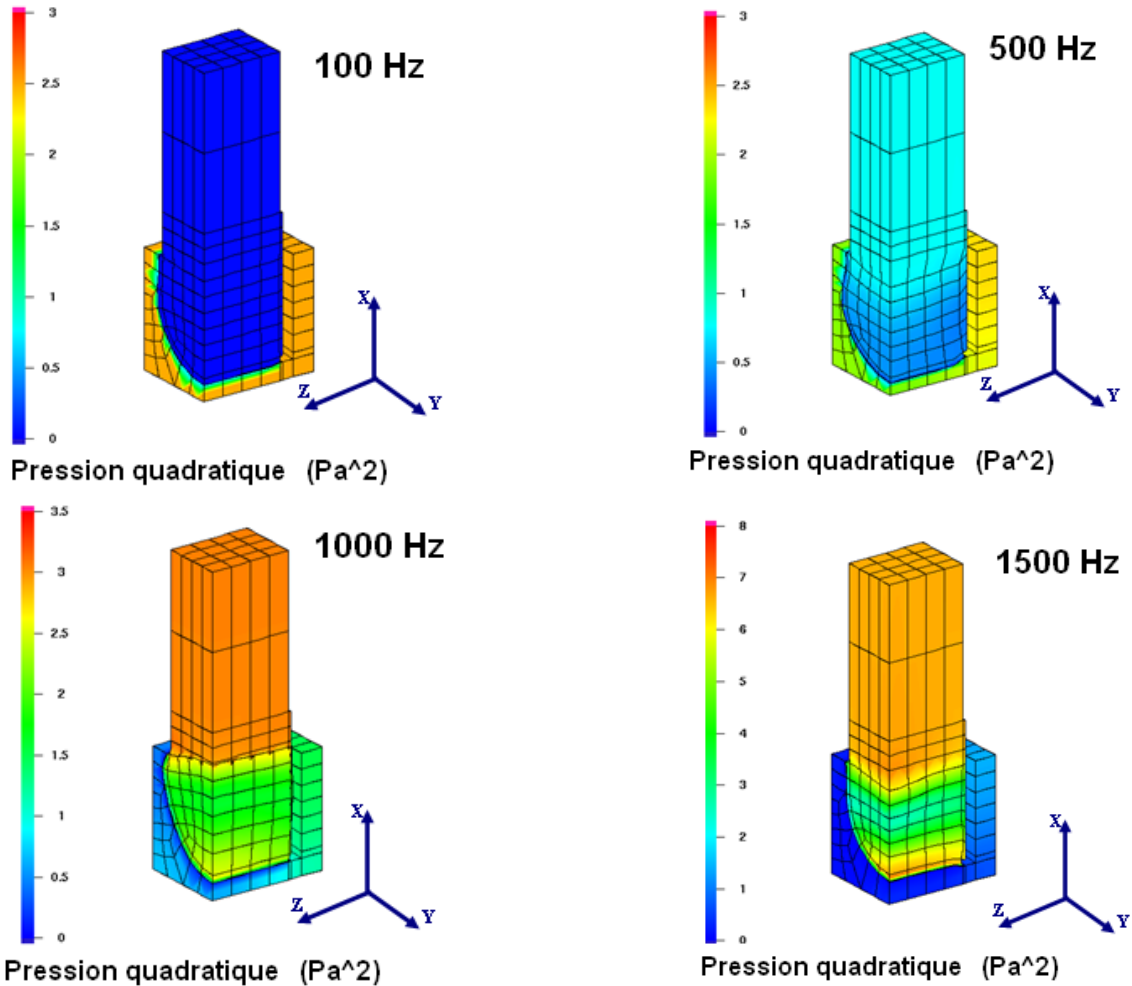


FIGURE 7.17 Pression quadratique dans le tube et dans la cellule (mousse adaptative + cavité arrière) pour la mousse adaptative 2 en contrôle

7.6 Conclusion

Cette étude numérique complémentaire a mis en lumière les points suivants :

Le PVDF agit comme une condition limite rigide arrière du point de vue passif pour les mousses adaptatives 1 et 2. Pour la mousse adaptative 3, l'ensemble PVDF + colle ne semble pas assimilable à une condition rigide du point de vue passif et agissent comme une membrane flexible. Ces observations sont valables uniquement avec la mousse de mélamine.

Les modèles numériques des mousses adaptatives 1 et 2 approchent très bien les tensions de contrôle normalisées obtenues expérimentalement.

Le type de mousse influe de manière importante sur l'absorption passive des mousses adaptatives (type 2). C'est la masse de la mousse qui semble jouer le plus grand rôle. Avec une mousse dense, le PVDF n'est plus assimilable à une membrane rigide du point de vue passif. Le type de mousse n'influe pas du tout sur la consigne de contrôle normalisée aux basses fréquences et assez peu dans le reste de la plage d'analyse.

Les déformées de la mousse adaptative 2 ont été présentées.

Le débit du PVDF est équivalent au débit du piston primaire dans les basses fréquences, puis à partir de 500Hz, le débit du PVDF est inférieur.

Il est difficile d'interpréter clairement le bilan de puissance. *En contrôle, la puissance de dissipation par effet structural domine la puissance de dissipation par effet visqueux dans les basses fréquences. Le mode d'action qui est de mettre en phase le déplacement du PVDF avec le déplacement particulaire de l'onde incidente défavorise la dissipation par effet visqueux. La dissipation par effet structural provient de la forte amplitude de déplacement du PVDF engendrant des grandes déformations dans la mousse.*

Dans les hautes fréquences, c'est la puissance de dissipation par effet visqueux qui domine.

Dans les basses fréquences, la dissipation par effet visqueux se cantonne à la partie supérieure de la mousse qui bouge le moins, c'est à dire près de l'encastrement du PVDF. Dans les hautes fréquences, la dissipation par effet visqueux se fait sur toute la partie supérieure de la mousse, notamment au centre de la surface de la mousse où elle est favorisée par le mode de compression dans la mousse.

La dissipation par effet structural se fait surtout au centre de la mousse, là où la déformation de la mousse est importante.

L'observation de la pression quadratique fait apparaître le fait déjà pressenti que *la partie de l'onde qui n'est pas dissipée par effet visqueux dans le poreux est transmise dans la cavité arrière.*

CHAPITRE 8

CONCLUSION GÉNÉRALE

8.1 Résumé des principaux résultats obtenus

8.1.1 Le modèle

Un modèle éléments finis 3D de mousse adaptative utilisant des éléments quadratiques a été mis en place. Le modèle est général et permet de modéliser des domaines poroélastiques (3D), piézoélectriques (2D et 3D), élastiques, (2D et 3D) et fluides (3D) en couplage. Les formulations variationnelles ainsi que les équations de couplage ont été présentées. Le modèle utilise la formulation (u,p) améliorée. Un élément poroélastique orthotrope a été proposé en supposant que l'orthotropie de la phase solide, n'affectait pas le comportement isotrope de la phase fluide et en faisant l'hypothèse que les modules de cisaillement de la phase solide étaient indépendants les uns des autres. Les éléments de plaque piézoélectrique utilisent l'hypothèse des plaques minces et permettent la prise en compte des déformations de membrane dans deux directions. La courbure du PVDF est prise en compte par une approximation à facette plane. Un élément dit d'"étanchéité" a été développé pour tenir compte des discontinuités de pression sur la face avant et la face arrière des éléments de plaque piézoélectrique. Le collage est modélisé avec des éléments de plaque élastique isotrope. Le calcul du bilan de puissance dans le poreux pour la formulation (u,p) améliorée a aussi été établi. Une méthode de calcul de la consigne optimale pour un contrôle en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane a été présentée. Elle repose sur le principe de superposition des sources.

8.1.2 La mise en oeuvre pratique

La conception et la réalisation de prototypes de mousse adaptative a été faite dans l'optique de répondre à la double exigence de validation du modèle et de mise en place du contrôle. Les prototypes proposés sont constitués d'une mousse de mélamine ayant une face avant plane et une face arrière courbe sur laquelle un film de PVDF est collé. Trois formes géométriques de mousse adaptative ont été réalisées. Une cellule permettant l'alimentation électrique et la fixation des mousses adaptatives a été conçue et réalisée. La problématique du collage du PVDF sur la mousse de mélamine a été solutionnée en utilisant un film thermocollant pour préparer la surface très poreuse de la mousse. Le film PVDF est ensuite collé sur ce film thermocollant avec du scotch double face puissant. La mousse de mélamine a été caractérisée au GAUS pour les paramètres acoustiques et au LMA pour les paramètres mécaniques. Les modules de Young orthotropes ont été obtenus par une mesure d'absorption dans trois directions. Les paramètres élastiques du collage ont été estimés par une étude paramétrique. Les propriétés du PVDF proviennent de la littérature. Afin de cerner la plage d'utilisation en fréquence des mousses adaptatives, une estimation du niveau de distorsion généré par les prototypes a été faite sur la plage de fréquences [200-1500Hz]. Les prototypes ont un fort niveau de distorsion dans les basses fréquences (<500Hz) et dans les hautes fréquences (>1000Hz). Le débit normalisé par la tension d'alimentation, a été estimé et comparé pour chaque prototype.

Un tube de Kundt a été réalisé pour mener une partie des mesures de validation et mettre en place le contrôle actif. Ce tube, de section rectangulaire, a une fréquence de coupure de 2200Hz et répond aux exigences de l'hypothèse d'onde plane jusqu'à 1500Hz. Il permet une mesure de l'absorption sur une plage de fréquence étendue grâce à l'utilisation de quatre doublets microphoniques. Une grande et une très petite cavité en plexiglass ont été réalisées en plus du tube de Kundt pour pouvoir mener des mesures de validation dans des cavités ayant un comportement modal différent.

La validation expérimentale du modèle éléments finis constitue une partie importante des résultats. Les mesures ont été réalisées sur la plage de fréquence d'étude [50-1500Hz]. Le comportement passif du modèle a été comparé aux mesures expérimentales dans le tube de Kundt (absorption acoustique passive). Les résultats de modélisation de la transduction des mousses adaptatives (quand la mousse adaptative est alimentée en tension) ont été comparés aux mesures expérimentales dans le tube de Kundt, dans la petite cavité et dans la grande cavité. Les pressions dans les différentes cavités avant et la cavité arrière (cellule de fixation) ainsi que les déplacements de la face avant et la face arrière de la mousse ont été mesurées et calculées.

Les mesures expérimentales attestent de l'efficacité du modèle pour le comportement passif des mousses adaptatives (absorption acoustique passive). Pour le comportement de transducteur, bien que fournissant de très bon résultats, le modèle n'est pas aussi performant pour tous les prototypes de mousses adaptatives. Le modèle de la mousse adaptative 1 est très validant. Cette mousse adaptative comporte un mode de compression très faible en dessous de 1500Hz. Pour les autres prototypes, le comportement modal est plus prononcé et la comparaison avec les mesures expérimentales est moins bonne car une partie importante de l'incertitude de mesure repose sur les conditions limites de montage qui affectent particulièrement le comportement modal des mousses adaptatives. De nombreuses incertitudes expérimentales entrent en jeu. On peut citer les incertitudes sur la réalisation des mousses adaptatives (découpe, collage), caractérisation des matériaux, notamment le collage, les conditions limites de montage (encastrement non parfait) et les positions de mesure. Le calcul des déplacements de la face avant de la mousse et de la face arrière recouverte de PVDF correspond assez bien aux mesures expérimentales. Les allures et les amplitudes sont respectées. Les écarts de pression dans la cavité arrière affectent peu les comparaisons de pression dans la cavité avant. Le réponse acoustique est alors fortement influencée par le comportement modal de la cavité. La comparaison des pressions dans la grosse cavité et le tube est très bonne, bien que l'on puisse observer des divergences importantes dans la cavité arrière. Les mesures expérimentales menées valident largement le modèle numérique développé compte-tenu des incertitudes de mesures. Du point de vue de la modélisation du contrôle, la comparaison des voltages de contrôle normalisés mesurés expérimentalement et calculés numériquement est très bonne sauf pour le prototype 3. Le modèle est donc capable de reproduire correctement le comportement passif des mousses adaptatives proposées, et relativement bien le comportement actif (transducteur et contrôle) des mousses adaptatives 1 et 2.

La mise en place expérimentale du contrôle montre l'efficacité des mousses adaptatives proposées pour l'absorption acoustique active. Les mesures ont été réalisées dans le tube de Kundt avec l'hypothèse d'onde plane sur la plage de fréquence [0-1500Hz]. Trois cas de contrôle ont été étudiés : un contrôle en boucle ouverte avec une somme de fréquences discrètes, un contrôle adaptatif pour une fréquence pure et un contrôle adaptatif avec un bruit aléatoire large bande. Il y a une corrélation directe entre le débit des mousses adaptatives et la capacité à contrôler la réflexion d'une onde incidente. Ce n'est pas l'augmentation de surface de PVDF en tant que telle qui permet d'améliorer l'efficacité des mousses adaptatives. Il y a un lien indissociable entre la forme de la surface de PVDF et l'efficacité en débit et en contrôle. L'absorption passive détermine la fréquence jusqu'à laquelle le contrôle doit fonctionner. Plus cette fréquence est basse et plus le contrôle aura de chance d'être efficace. Les modes de compression de la mousse

ne perturbent que très peu le contrôle. Pour ce qui est de la réalisation pratique du contrôle, le microphone unidirectionnel est un bon capteur d'erreur. Tout porte à croire qu'il est possible d'améliorer la mise en place de ce capteur et de le rapprocher de la surface de la mousse adaptative. Il est facile d'emploi et performant. Les performances atteintes en terme d'absorption acoustique sont bonnes. Pour le contrôle le plus réaliste c'est à dire le contrôle adaptatif large bande, les mousses adaptatives 2 et 3 offrent de belles potentialités. Avec une épaisseur moyenne de mousse de 4 cm, il est ainsi possible d'obtenir un coefficient d'absorption voisin de 0.9 à partir de 250Hz et ce pour une onde incidente de 91dB et un voltage de contrôle d'une quarantaine de Vrms. Cette tension de contrôle est loin de la limite de tension supportée par le PVDF (environ 300 Vrms). On peut donc facilement espérer absorber une pression incidente de 100dB en large bande. Le niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif et des mousses adaptatives dans les basses et hautes fréquences est un facteur particulièrement limitant pour le contrôle des basses fréquences et des hautes fréquences en contrôle adaptatif large bande. Le temps d'anticipation du contrôleur est déterminant pour l'efficacité du contrôle adaptatif large bande. Une anticipation supplémentaire de 10ms a permis d'améliorer le contrôle de manière significative au dessus de 250Hz.

8.1.3 Les modes d'action

L'étude analytique préliminaire a permis de mettre en lumière les modes d'action de configurations hybrides simplifiées. Dans le cas de la configuration se rapprochant le plus d'une mousse adaptative, c'est à dire quand la mousse est collée sur un piston, le piston agit globalement comme un piston seul. Toutefois, l'amplitude de déplacement du piston décroît au fur et à mesure que l'absorption passive augmente. Le déplacement du piston est en phase avec le déplacement de l'onde incidente. Il est quasiment de même amplitude dans les basses fréquences là où l'absorption acoustique passive est faible. L'effet visqueux n'est donc pas favorisé dans les basses fréquences. Dans les hautes fréquences, le déplacement du piston doit avoir une amplitude moins élevée que celle de l'onde incidente. Cette amplitude correspond à l'amplitude de l'onde incidente résiduelle qui n'a pas été dissipée par effet visqueux dans le poreux. Il n'y a pas d'augmentation de la transparence acoustique par rapport à une mousse passive sans piston.

L'étude d'approfondissement des phénomènes présentée au chapitre 7 a mis en lumière certains points. D'un point de vue passif, le PVDF agit comme une condition limite rigide à l'arrière de la mousse pour les mousses adaptatives 1 et 2 utilisant de la mousse de mélamine. Pour la mousse adaptative 3 utilisant de la mousse de mélamine, le PVDF et la colle ne semblent pas

assimilables à une condition rigide et agissent comme une membrane flexible passive. Le type de mousse influe de manière importante sur l'absorption passive des mousses adaptatives. C'est la masse de la mousse qui semble jouer le plus grand rôle. Avec une mousse dense, le PVDF n'est plus assimilable à une membrane rigide en mode passif en dessous de 1500Hz. Le type de mousse n'influe pas du tout sur la commande de contrôle normalisée aux basses fréquences et assez peu dans le reste de la plage d'analyse. Le débit du PVDF est équivalent au débit du piston primaire dans les basses fréquences, puis à partir de 500Hz, le débit du PVDF est inférieur, ce qui correspond bien à la baisse de l'amplitude relative de déplacement du PVDF par rapport au déplacement de l'onde incidente. Dans les basses fréquences, la puissance de dissipation par effet structural domine sur la puissance de dissipation par effet visqueux. Le mode d'action qui consiste à déplacer le PVDF en phase avec le déplacement particulaire de l'onde incidente défavorise la dissipation par effet visqueux. La dissipation par effet structural provient de la forte amplitude de déplacement du PVDF engendrant des grandes déformations dans la mousse. Dans les hautes fréquences, c'est la puissance de dissipation par effet visqueux qui domine. L'absorption passive y est plus importante et le PVDF doit moins se déplacer. Dans les basses fréquences, la dissipation par effet visqueux se cantonne à la partie supérieure de la mousse qui bouge le moins, c'est à dire près de l'encastrement du PVDF. Dans les hautes fréquences la dissipation par effet visqueux se fait sur toute la partie supérieure de la mousse, notamment au centre de la surface de la mousse où elle est favorisée par le mode de compression dans la mousse. La partie de l'onde qui n'est pas dissipée par effet visqueux dans le poreux est transmise dans la cavité arrière.

8.2 Rappel des originalités de ce travail

La première originalité de cette étude porte sur le modèle éléments finis général de mousse adaptative. C'est un modèle 3D performant et validé expérimentalement. Il permet de modéliser des domaines poroélastiques isotropes ou orthotropes (3D), des domaines piézoélectriques (3D et 2D), des domaines fluides (3D), des domaines élastiques isotropes et orthotropes (3D et 2D) en couplage les uns avec les autres. Les éléments du modèle sont quadratiques pour permettre une meilleure convergence dans le cas des structures à géométrie courbe. Le modèle utilise la formulation (u,p) améliorée [Atalla *et al.*, 2001] pour le domaine poroélastique. Un élément poroélastique orthotrope a été proposé. Un élément de plaque piézoélectrique utilisant l'hypothèse de plaque mince et permettant de modéliser les deux déformations de membranes a été obtenu par réduction des formulations variationnelles 3D [Tiersten, 1967]. Le modèle de mousse adap-

tative le plus abouti que l'on peut trouver dans la littérature [Mathur *et al.*, 2001], utilise la formulation (u,U) [Kang et Bolton, 1995] et une formulation 2D pour le domaine piézoélectrique ne modélisant la déformation que dans la direction principale. D'autre part, les éléments utilisés dans le précédent modèle sont linéaires.

La deuxième originalité est d'avoir proposé une configuration modifiée par rapport aux mousses adaptatives déjà proposées. Le PVDF est placé à l'arrière de la mousse et contrairement aux précédentes mousses adaptatives de type Fuller ([Fuller *et al.*, 1994, Fuller *et al.*, 1996, Gentry, C., 1998, Gentry *et al.*, 1997, Guigou et Fuller, 1997, Guigou et Fuller, 1998b, Henriouille et Sas, 2000, Mathur *et al.*, 2001, D'Angelo, 2004, Griffin, J. , 2006]), toute la partie de mousse derrière le PVDF a été supprimée. Une méthode originale a été proposée pour le collage. Cette méthode permet de mieux contrôler le collage et d'éviter l'utilisation de colle en spray dont on maîtrise mal l'épaisseur. Le niveau de distortion a été évalué et est apparu comme étant un facteur limitant important pour le contrôle, ceci n'avait pas été fait à ma connaissance.

La troisième originalité réside dans la validation expérimentale complète du modèle numérique en configuration passive, de rayonnement et de contrôle. Jusqu'ici aucun modèle de mousse adaptative n'avait été entièrement validé expérimentalement et ce point constitue certainement une originalité majeure de cette thèse.

La quatrième originalité est l'étude détaillée des performances et des limitations de l'utilisation des mousses adaptatives pour le contrôle de l'absorption en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane. La mise en oeuvre du contrôle dans un tube de Kundt n'est pas spécialement originale, mais l'établissement des tensions de contrôle normalisées par l'amplitude de la pression incidente, permettant une comparaison relative des performances, n'avait pas été fait. La qualité des résultats de contrôle constitue une originalité en soit. Dans la littérature, les mousses adaptatives ont été très peu utilisées pour le contrôle de l'absorption et il était impossible, jusqu'à présent, d'avoir une référence complète sur les performances en absorption acoustique des mousses adaptatives.

L'utilisation d'un microphone unidirectionnel n'avait pas été testée avec des mousses adaptatives pour l'absorption. L'évaluation de l'influence de sa position sur l'efficacité du contrôle a montré que ce type de capteur était performant même en étant placé relativement près de la surface de mousse.

La cinquième originalité réside dans le décryptage du mécanisme de contrôle et des modes

d'action internes des mousses adaptatives proposées. Cette analyse a été faite grâce à une étude analytique complétée par une étude numérique utilisant le modèle développé. L'analyse des phénomènes de dissipation et du mouvement relatif du déplacement du PVDF par rapport à l'onde incidente constitue aussi une originalité majeure.

L'originalité de ce travail est finalement d'avoir proposé une étude complète des mousses adaptatives : modèle numérique général, proposition de trois configurations avec caractérisation de leurs débits et de leurs niveaux de distorsion, validation expérimentale, mise en place du contrôle, étude des mécanismes de contrôle et des mécanismes de dissipation internes.

8.3 Perspectives

Le développement des mousses adaptatives en est encore à ses débuts. Il n'y a pas encore d'application pratique de ces systèmes et la marge de progression en terme d'optimisation et d'intégration est encore très importante. La modélisation et les stratégies de contrôle doivent encore progresser.

8.3.1 Modélisation

De nombreuses améliorations peuvent être faites pour améliorer la précision du modèle et étendre son champ d'application. Tout d'abord, il serait intéressant d'intégrer des éléments de plaque viscoélastique pour améliorer la modélisation du collage. Pour pouvoir tenir compte de l'effet de cisaillement entre la colle et le PVDF, il faudrait modifier l'intégration des éléments de plaque afin de pouvoir positionner la fibre neutre où l'on veut. Il faudrait utiliser les développements réalisés sur les multicouches viscoélastiques et piézoélectriques. La modélisation d'un film de PVDF perforé pourrait ouvrir des perspectives intéressantes d'optimisation des mousses adaptatives pour d'autres applications que l'absorption, notamment le contrôle de la transmission. Pour les plaques perforées, il est possible d'utiliser un modèle équivalent de solide poreux avec des paramètres permettant d'obtenir une résistivité équivalente à celle de la plaque perforée. Pour le PVDF, il serait peut-être possible d'utiliser cette méthode sans utiliser d'élément d'étanchéité. L'idée pourrait être de modéliser un PVDF transparent doublé d'une couche de matériau poreux équivalent à la résistivité du PVDF perforé. Il n'existe pas à ma connaissance de modèle de PVDF perforé. L'étude de l'influence de la taille des perforations sur l'efficacité

des mousses adaptatives, pourrait constituer une application numérique intéressante. En ce qui concerne la modélisation du domaine poroélastique, l'intégration des modèles de Pride [Pride *et al.*, 1993] et de Lafarge [Lafarge *et al.*, 1997], pourrait permettre une amélioration de la précision du modèle dans les basses fréquences. Afin de pouvoir utiliser le modèle dans des milieux ouverts ou semi infinis, il sera indispensable d'ajouter des éléments d'impédance dans le code. Pour l'instant la méthode de calcul de la consigne optimale de contrôle est valable avec l'hypothèse d'onde plane avec une seule incidence. Il faudra trouver une méthode de calcul de cette consigne pour un champ incident quelconque (multiples incidences, champ diffus). La méthode dépendra évidemment du critère de minimisation choisi. Pour améliorer la confiance dans le code, il faudra étudier l'influence des variations des paramètres élastiques, acoustiques et piézoélectriques sur les résultats fournis par le code. Il faut connaître le seuil de confiance du code en fonction d'une incertitude sur tel ou tel paramètre.

Les actionneurs que le code est capable de modéliser sont le piston et les matériaux piézoélectriques. De nouveaux types d'actionneur permettent d'envisager une amélioration conséquente des performances des mousses adaptatives. On peut citer ici les fibres piézoélectriques dont les déplacements résultants sont environ 10 fois supérieurs à ceux du PVDF [Akl *et al.*, 2004] et les élastomères diélectriques qui promettent l'obtention de déplacements très importants (supérieurs au cm). Ces matériaux sont encore aux stades de développement. Il n'existe pas à ma connaissance de modèle éléments finis pour les diélectriques élastomères. Pour tendre vers des performances importantes des mousses adaptatives, il serait particulièrement intéressant de pouvoir modéliser ces nouveaux types d'actionneurs.

Le code est général et pourrait être utilisé pour le contrôle du rayonnement acoustique des structures et le contrôle de la transmission acoustique. Il serait donc intéressant d'utiliser cet outil pour sortir du champ de l'absorption acoustique et aller vers la transmission et le rayonnement qui ont plus d'applications pratiques.

8.3.2 Contrôle

Un des paramètres primordiaux du contrôle est le critère de minimisation. La recherche d'un critère optimal capable de fonctionner en champ libre n'a pas été traité dans cette étude. La comparaison de différents critères sur l'efficacité du contrôle en champ ouvert sera indispensable. Le microphone unidirectionnel permettant la minimisation de la pression réfléchiée en tube de Kundt semble une voie intéressante à approfondir pour la mise en place du contrôle en champ

libre. Il faudrait d'abord tester l'efficacité du contrôle avec un microphone unidirectionnel pour une onde plane en incidence oblique. Ensuite, l'efficacité pour un champ avec de multiples incidences pourrait être testée. Enfin, les performances pour le contrôle de la réflexion d'un champ diffus pourraient être évaluées.

Du point de vue de l'intégration industrielle, il faudrait tester des algorithmes de type feedback. Il serait aussi bon d'explorer les différentes possibilités permettant un contrôle efficace malgré un niveau de distorsion élevé des mousses adaptatives.

La mise en place du contrôle s'est limitée au contrôle de l'absorption. Il faudrait compléter cette approche par le contrôle de la transmission acoustique et du rayonnement des structures.

8.3.3 Optimisation des mousses adaptatives

De nombreuses optimisations de la configuration de mousse adaptative sont envisageables. Dans cette étude nous ne nous sommes pas focalisés sur l'optimisation géométrique, mais plutôt sur les outils permettant cette optimisation. La suite logique de l'étude est de mener une étude paramétrique numérique faisant varier la géométrie des mousses adaptatives, les propriétés de la mousse et de la colle afin de faire ressortir le meilleur compromis en terme de débit et d'absorption passive.

Cette thèse montre que le PVDF, bien qu'étant efficace est assez limité en terme d'amplitude de déplacement. L'optimisation des mousses adaptatives passera inévitablement, à mon sens, par l'utilisation de nouveaux actionneurs. Les piézocomposites et les élastomères diélectriques cités plus haut doivent être testés pour des applications de contrôle simples. Il est possible de réaliser des prototypes utilisant ces actionneurs et de comparer leur efficacité avec les mousses adaptatives utilisant du PVDF. L'utilisation de haut-parleurs extra plats et légers n'est pas à écarter tant leur coût est faible comparé aux actionneurs précédemment cités. Ils permettent en plus de générer des déplacements d'amplitude élevée avec des tensions d'alimentation très faibles, tout en étant relativement linéaires dans la bande de fréquences de contrôle.

L'optimisation des mousses adaptatives passe aussi par l'optimisation de l'absorption passive du matériau absorbant constitutif. En ce sens, l'utilisation de multicouches, de macro-perforations ou d'inclusions solides dans le matériau poreux pourrait permettre une amélioration importante. Ce type de configuration est modélisable avec le code numérique.

Une application simple et brevetable des développements réalisés dans cette thèse serait la conception et la réalisation d'une condition anéchoïque pour les tubes de Kundt de mesure utilisant des mousses adaptatives. Ceci permettrait de faciliter les mesures de transmission, de coefficient de propagation et de transparence.

Les mousses adaptatives développées ont été conçues essentiellement pour le contrôle de l'absorption acoustique. Il est certain que l'agencement des couches de matériaux absorbants et d'actionneurs dépend fortement de l'application pour laquelle est dédiée la mousse adaptative. Après avoir trouvé des configurations performantes pour le contrôle de la transmission ou du rayonnement des structures, il serait intéressant de chercher une structure hybride permettant une bonne efficacité pour ces trois applications. L'idéal étant d'avoir une mousse adaptative qui puisse à la fois maximiser l'absorption, minimiser la transmission acoustique et le rayonnement de la surface sur laquelle elle est placée.

BIBLIOGRAPHIE

- [Akl *et al.*, 2004] AKL W., BAZ A., WHANG Y., ZHU J., ZHANG M. (2004) *Smart foam for active vibration noise control*, NOISE-CON 2004, Baltimore, Maryland, USA, p. 164 – 173.
- [Akl, W., 2004] AKL, W. (2004) *Smart foam for active vibration and noise control*, Ph.D. thesis.
- [Allard, 1993] ALLARD J. (1993) *Propagation of sound in porous media modeling sound absorbing materials*.
- [Allard *et al.*, 1993] ALLARD J., HERZOG P., LAFARGE D., TAMURA M. (1993) *Recent topics concerning the acoustics of fibrous and porous materials*, Applied Acoustics, vol. 39, no 1-2, p. 3–21.
- [Allik et Hughes, 1970] ALLIK H., HUGHES T. (1970) *Finite element method for piezoelectric vibration*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 2, p. 151–157.
- [Amedin *et al.*, 2001] AMEDIN C., ATALLA N., SGARD F. (2001) *The vibro-acoustics of a plate-backed cavity with non-homogeneous porous materials*, Canadian Acoustics - Acoustique Canadienne, vol. 29, no 3, p. 28–29.
- [Amedin *et al.*, 2000] AMEDIN C.K., ATALLA N., SGARD F. (2000) *Acoustic absorption of non-homogeneous poro-elastic materials*, Canadian Acoustics - Acoustique Canadienne, vol. 28, no 3, p. 90–91.
- [Atalla *et al.*, 2003] ATALLA N., AMEDIN C., ATALLA Y., SGARD F., OSMAN H. (2003) *Numerical modeling and experimental investigation of the absorption and transmission loss of heterogeneous porous materials*, Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden, p. 4673–4680.
- [Atalla *et al.*, 2001] ATALLA N., HAMDY M., PANNETON R. (2001) *Enhanced weak integral formulation for the mixed (u,p) poroelastic equations*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 106, no 6, p. 3065 – 3068.

- [Atalla et Panneton, 1996] ATALLA N., PANNETON R. (1996) *The effects of multilayer sound-absorbing treatments on the noise field inside a plate backed cavity*, Noise Control Engineering, vol. 44, no 5, p. 235–243.
- [Atalla *et al.*, 1998] ATALLA N., PANNETON R., DEBERGUE P. (1998) *A mixed displacement-pressure formulation for poroelastic materials*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 104, no 3, p. 1444–1452.
- [Bailo *et al.*, 2003] BAILO K., BREI D., GROSH K. (2003) *Investigation of curved polymeric piezoelectric active diaphragms*, Journal of Vibration and Acoustics, vol. 125, no 1, p. 145–154.
- [Batoz et Dhatt, 1990] BATOZ J., DHATT G. (1990) *Modélisation des structures par éléments finis vol 1*.
- [Bent et Hagood, 1997] BENT A., HAGOOD N. (1997) *Piezoelectric fiber composites with interdigitated electrodes*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 8, no 11, p. 903–919.
- [Bernardou et Haenel, 2003a] BERNARDOU M., HAENEL C. (2003a) *Modelization and numerical approximation of piezoelectric thin shells Part I : the continuous problem*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 192, no 37-38, p. 4003–4043.
- [Bernardou et Haenel, 2003b] BERNARDOU M., HAENEL C. (2003b) *Modelization and numerical approximation of piezoelectric thin shells Part II : approximation by finite element methods and numerical experiment*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 192, no 37-38, p. 4045–4073.
- [Bernardou et Haenel, 2003c] BERNARDOU M., HAENEL C. (2003c) *Modélisation and numerical approximation of piezoelectric thin shells Part III : From the patch to the active structures*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, vol. 192, no 37-38, p. 4075–4107.
- [Beyene et Burdisso, 1997] BEYENE S., BURDISSO A. (1997) *A new passive/active noise absorption system*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 101, no 3, p. 1512–1515.
- [Biot, 1956a] BIOT M. (1956a) *Theory of propagation of elastic waves in a fluid-filled-saturated porous solid*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 28, p. 168–178.
- [Biot, 1956b] BIOT M. (1956b) *Theory of propagation of elastic waves in a fluid-filled-saturated porous solid - ii. higher frequency range*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 28, p. 179–191.

- [Booij *et al.*, 2007] BOOIJ W., VOGL A., WANG D., TYHOLDT F., ØSTBØ H., RAEDER H., PRUME K. (2007) *A simple and powerful analytical model for MEMS piezoelectric multiforms*, Journal of Electroceramics, p. 387–393.
- [Castel *et al.*, 2002] CASTEL F., SGARD F., ATALLA N. (2002) *Quadratic finite element model for predicting the vibroacoustic behaviour of heterogeneous porous materials*, International Conference on Noise and Vibration Engineering, ISMA, Leuven, Belgium, p. 2207–2215.
- [Castel, F., 2005] CASTEL, F. (2005) *Modèles éléments finis pour les poreux hétérogènes*, Ph.D. thesis, INSA de Lyon, Université de Sherbrooke.
- [Champoux et Allard, 1991] CHAMPOUX Y., ALLARD J. (1991) *Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media*, Journal of Applied Physics, vol. 70, no 4, p. 1975–1979.
- [Cobo *et al.*, 2003a] COBO P., DOUTRES O., FERNANDEZ A., SIGUERO M. (2003a) *Hybrid passive-active multilayer sound absorbers*, Acta Acustica (Stuttgart), vol. 89, no SUPP, p. 54–58.
- [Cobo *et al.*, 2003b] COBO P., FERNANDEZ A., DOUTRES O. (2003b) *Low-frequency absorption using a two-layer system with active control of input impedance*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 114, no 6 I, p. 3211–3216.
- [Cobo *et al.*, 2004] COBO P., PFRETZSCHNER J., CUESTA M., ANTHONY D. (2004) *Hybrid passive-active absorption using microperforated panels*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 116, no 4 I, p. 2118–2125.
- [Cote *et al.*, 2004] COTE F., MASSON P., MRAD N., COTONI V. (2004) *Dynamic and static modelling of piezoelectric composite structures using a thermal analogy with MSC/NASTRAN*, Composite Structures, vol. 65, no 3-4, p. 471–484.
- [Cotoni *et al.*, 2006] COTONI V., MASSON P., COTÉ F. (2006) *A finite element for piezoelectric multilayered plates : combined Higher-order and piecewise Co formulation*, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, vol. 17, no 2, p. 155–166.
- [Coyette et Pelerin, 1994] COYETTE J., PELERIN Y. (1994) *A generalized procedure for modeling multi-layer insulation systems*, 19th International Seminar on Modal Analysis, ISMA, Leuven, Belgium.
- [Coyette et Wynendaele, 1995] COYETTE J., WYNENDAELE H. (1995) *A finite element model for predicting the acoustic transmission characteristics of layered structures*, Inter-Noise 95, Newport Beach, CA (USA).
- [Crawley et De Luis, 1987] CRAWLEY E., DE LUIS J. (1987) *Use of piezoelectric actuators as elements of intelligent structures*, AIAA Journal, vol. 25, no 10, p. 1373–1385.

- [Cushman, 1995] CUSHMAN W. (1995) *Using additives to reduce sound transmission*, Modern Plastics, p. 75–79.
- [D’Angelo, 2004] D’ANGELO J. (2004) *Attenuation of Turbulent Boundary Layer Induced Interior Noise Using Integrated Smart Foam Elements*, Ph.D. thesis, Virginia Polytechnic Institute, USA.
- [Dauchez *et al.*, 2001] DAUCHEZ N., SAHRAOUI S., ATALLA N. (2001) *Convergence of poroelastic finite elements based on Biot displacement formulation*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 109, no 1, p. 33–40.
- [Dauchez *et al.*, 2002] DAUCHEZ N., SAHRAOUI S., ATALLA N. (2002) *Dissipation mechanisms in a porous layer bonded onto a plate*, Journal of Sound and Vibration, vol. 265, p. 437–449.
- [Debergue *et al.*, 1999] DEBERGUE P., PANNETON R., ATALLA N. (1999) *Boundary conditions for the weak formulation of the mixed (u,p) poroelasticity problem*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 106, no 5, p. 2383–2390.
- [Debergue, P., 1999] DEBERGUE, P. (1999) *Developpement d’une formulation mixte déplacement-pression pour les matériaux poroélastiques*, Master’s thesis, Université de Sherbrooke.
- [Eer Nisse, 1966] EER NISSE E. (1966) *Variational method for electroelastic - vibration analysis*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 40, no 5, p. 1260.
- [Feng et Wu, 2001] FENG M., WU C. (2001) *A study of three dimensional four step braided piezo-ceramic composites by the homogenization method*, Composites Science and Technology, vol. 61, p. 1889–1898.
- [Fuller *et al.*, 1994] FULLER C., BRONZEL M., GENTRY C., WHITTINGTON D. (1994) *Control of sound radiation/reflection with adaptive foams*, National Conference on Noise Control Engineering, Fort Lauderdale, FL, USA, p. 429–436.
- [Fuller *et al.*, 1996] FULLER C., GUIGOU C., GENTRY C. (1996) *Foam-PVDF smart skin for active control of sound*, vol. 2721, The International Society for Optical Engineering, San Diego, CA, USA, p. 26–37.
- [Furstoss *et al.*, 1997] FURSTOSS M., THENAIL D., GALLAND M. (1997) *Surface impedance control for sound absorption : direct and hybrid passive/active strategies*, Journal of Sound and Vibration, vol. 203, no 2, p. 219–236.
- [Galland *et al.*, 2005] GALLAND M., MAZEAUD B., SELLEN N. (2005) *Hybrid passive/active absorbers for flow ducts*, Applied Acoustics, vol. 66, no 6, p. 691–708.

- [Gaudenzi, 1997] GAUDENZI P. (1997) *On the electromechanical response of active composite materials with piezoelectric inclusions*, Computer and Structure, vol. 65, no 2, p. 157–168.
- [Gentry *et al.*, 1997] GENTRY C., GUIGOU C., FULLER C. (1997) *Smart foam for applications in passive active noise radiation control*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 101, no 4, p. 1771–1778.
- [Gentry, C., 1998] GENTRY, C. (1998) *A study of smart foam for noise control applications*, Ph.D. thesis, Virginia Polytechnic Institute, USA.
- [Goransson, 1995] GORANSSON P. (1995) *A weighted residual formulation of the acoustic wave propagation through a flexible porous material and a comparison with a limp material model*, Journal of Sound and Vibration, vol. 182, no 3, p. 479–494.
- [Goransson, 1998] GORANSSON P. (1998) *A 3-D, symmetric, finite element formulation of the Biot equations with application to acoustic wave propagation through an elastic porous medium*, International Journal for Numerical Methods in Engineering, vol. 41, no 1, p. 167–192.
- [Griffin, J. , 2006] GRIFFIN, J. (2006) *The control of interior cabin noise due to a turbulent boundary layer noise excitation using smart foam elements*, Master's thesis, Virginia Polytechnic Institute, USA.
- [Guertin, L., 1998] GUERTIN, L. (1998) *Modélisation par éléments finis de plaques multicouches aux propriétés élastiques, viscoélastiques et piézoélectriques*, Master's thesis, Université de Sherbrooke.
- [Guicking *et al.*, 1983] GUICKING D., KARCHER K., ROLLWAGE M. (1983) *ACTIVE CONTROL OF THE ACOUSTIC REFLECTION COEFFICIENT AT LOW FREQUENCIES.*, vol. 1, International Conference on Noise Control Engineering, Edinburgh, Scotland, p. 419–422.
- [Guicking *et al.*, 1985] GUICKING D., KARCHER K., ROLLWAGE M. (1985) *Coherent active methods for application in rooms acoustics*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 78, p. 1426–1434.
- [Guicking et Lorentz, 1984] GUICKING D., LORENTZ E. (1984) *An active absorber with porous plate*, Journal of Vibration Acoustics, Stress Reliability and Design, vol. 106, p. 389–392.
- [Guigou et Fuller, 1997] GUIGOU C., FULLER C. (1997) *Foam-PVDF smart skin for aircraft interior sound control*, vol. 3044, The International Society for Optical Engineering, San Diego, CA, USA, p. 68–78.

- [Guigou et Fuller, 1998a] GUIGOU C., FULLER C. (1998a) *Adaptive feedforward and feedback methods for active/passive sound radiation control using smart foam*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 104, no 1, p. 226–234.
- [Guigou et Fuller, 1998b] GUIGOU C., FULLER C. (1998b) *Control of aircraft interior broadband noise with FOAM-PVDF smart skin*, Journal of Sound and Vibration, vol. 220, no 3, p. 541–557.
- [Henriouille *et al.*, 1999] HENRIOULLE K., DESPLENERE D., HEMSOOTE P., SAS P. (1999) *Design of an quarter wavelength resonance absorber using a flat loudspeaker*, Active 99, Fort Lauderdale.
- [Henriouille et Sas, 2000] HENRIOULLE K., SAS P. (2000) *DAFNOR Distributed active foils for noise reduction - a project overview*, International Conference on Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgique, p. 845 – 854.
- [Hilbrunner *et al.*, 2002] HILBRUNNER O., GALLAND M., SELLEN N. (2002) *Optimisation of a hybrid acoustic liner for noise reduction of engine aircraft nacelles*, ISRV, UK Active 2002, Southampton.
- [Hwang et Park, 1993] HWANG W., PARK H. (1993) *Finite element modeling of piezoelectric sensors and actuators*, AIAA Journal, vol. 31, no 5, p. 930–937.
- [Jing, 2003] JING Y. (2003) *Causal impedance matching for broadband hybrid noise absorption*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 113, no 6, p. 3226–3232.
- [Johansen *et al.*, 1995] JOHANSEN T., ALLARD J., BROUARD B. (1995) *Finite element method for predicting the acoustical properties of porous samples*, Acta Acustica, vol. 3, no 5, p. 487–491.
- [Johnson *et al.*, 1987] JOHNSON D., KOPLIK J., DASHEN R. (1987) *Theory of dynamic permeability and tortuosity in fluid-saturated porous media*, Journal of Fluid Mechanics, vol. 176, p. 379–402.
- [Kang, 2003] KANG Y. (2003) *Smart foam for active noise control in a duct and device equipped with the same*, US patent documents, p. 6 560 342 B2.
- [Kang et Bolton, 1995] KANG Y., BOLTON J. (1995) *Finite element modeling of isotropic elastic porous materials coupled with acoustical finite elements*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 98, no 1, p. 635–643.
- [Kang et Bolton, 1996] KANG Y., BOLTON J. (1996) *A finite element model for sound transmission through foam-lined double-panel structures*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 99, no 5, p. 2755–2765.

- [Kang et Bolton, 1997] KANG Y., BOLTON J. (1997) *Sound transmission through elastic porous wedges and foam layers having spatially graded properties*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 102, no 6, p. 3319–3332.
- [Kang et al., 1999] KANG Y., GARDNER B., BOLTON J. (1999) *An axisymmetric poroelastic finite element formulation*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 106, no 2, p. 565–574.
- [Köppe et al., 1998] KÖPPE H., GABBERT U., TZOU H. (1998) *On three-dimensional layered shell éléments for the simulation of adaptative structures*, Euromech 373 colloquium : modeling and control of adaptative mechanical structures, Magdeburg, Germany.
- [Lafarge et al., 1997] LAFARGE D., LEMARINIER P., ALLARD J., TARNOW V. (1997) *Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 102, no 4, p. 1995–2006.
- [Lemarinier, P., 1997] LEMARINIER, P. (1997) *Propagation du son à basses fréquences audibles (30-5000Hz) dans des mousses et une laines de verres saturées d'air*, Ph.D. thesis, Université du Maine.
- [Lerch, 1990] LERCH R. (1990) *Simulation of piezoelectric devices by two and three dimensional finite elements*, vol. 37, IEEE transactions on ultrasonics, ferroelectrics and frequency control, p. 233–247.
- [Leroy et al., 2007] LEROY P., BERRY A., ATALLA N., HERZOG P. (2007) *Numerical analysis of smart foam for acoustic absorption*, ICA 2007, Madrid, Spain.
- [Leservoisier, D., 2001] LESERVOISIER, D. (2001) *Stratégies d'adaptation et de raffinement de maillages en mécanique des fluides numérique*, Ph.D. thesis, Université Pierre et Marie Curie - Paris.
- [Marinkovic et al., 2004] MARINKOVIC D., KÖPPE H., GABBERT U. (2004) *Finite element developpement for generally shaped piezoelectric active laminates part I - Linear approach*, Facta Universitatis ; Mechanical Engineering, vol. 2, no 1, p. 11–24.
- [Mathur et al., 2001] MATHUR G., CHIN C., SIMPSON M., LEE J. (2001) *Structural acoustic prediction and interior noise*, NASA CR 2001.
- [Moetakef et al., 1996] MOETAKEF M., JOSHI S., LAWRENCE K. (1996) *Elastic wave generation by piezoceramique patches*, AIAA Journal, vol. 34, no 10, p. 2110–2117.
- [Moetakef et al., 1995] MOETAKEF M., LAWRENCE K., JOSHI S. (1995) *Closed form expressions for higher order electroelastic tetrahedral elements*, AIAA Journal, vol. 33, no 1, p. 136–142.

- [Near, 1996] NEAR C. (1996) *Piezoelectric actuator technology*, vol. 2717, Smart structures and integrated systems, San Diego, CA ,USA, p. 246–258.
- [Niezrecki *et al.*, 2001] NIEZRECKI C., BREI D., BALAKRISHNAN S., MOSKALIK A. (2001) *Piezoelectric actuation : State of the art*, The Shock and Vibration Digest, vol. 33, no 4, p. 269–280.
- [Odegard, 2004] ODEGARD G. (2004) *Constitutive modeling of piezoelectric polymer composites*, Acta Materialia, vol. 52, no 18, p. 5315–5330.
- [Olny, X., 1999] OLNy, X. (1999) *Absorption acoustique des milieux poreux à simple et double porosité. Modélisation et validation expérimentale*, Ph.D. thesis, INSA de lyon.
- [Olson et May, 1953] OLSON H., MAY E. (1953) *Electronic sound absorber*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 25, p. 1130–1136.
- [Panneton et Atalla, 1997] PANNETON R., ATALLA N. (1997) *An efficient finite element scheme for solving the three-dimensional poroelasticity problem in acoustics*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 101, no 6, p. 3287–3298.
- [Panneton, R., 1996] PANNETON, R. (1996) *Modélisation numérique tridimensionnelle par éléments finis des milieux poroélastiques*, Ph.D. thesis, Université de Sherbrooke.
- [Pelrine *et al.*, 1987] PELRINE R., KORNBLUH J., HEYDT R., PEI Q., CHIBA S. (1987) *High-field deformation of elastomeric dielectrics for actuators*, Material Science and Engineering, vol. 11, no 2, p. 89–100.
- [Petyt *et al.*, 1976] PETYT M., LEA J., KOOPMANN G. (1976) *A finite element method for determining the acoustic modes of irregular shaped cavities*, Journal of Sound and Vibration, vol. 45, p. 495–502.
- [Piefort, V. , 1991] PIEFORT, V. (1991) *Applications des alliages à mémoire de forme*, Master’s thesis, Université Libre de Bruxelles, Brussels, Belgium.
- [Piefort, V., 2001] PIEFORT, V. (2001) *Finite element modelling of piezoelectric active structure*, Ph.D. thesis, Université libre de bruxelle.
- [Pilon, D., 2002] PILON, D. (2002) *Influence des conditions aux limites sur les mesures acoustiques au tube à ondes stationnaires*, Master’s thesis, Université de Sherbrooke.
- [Poizat et Matthias, 1999] POIZAT C., MATTHIAS S. (1999) *Effectives properties of composites with embedded piezoelectric fibres*, Computational Materials Science, vol. 16, p. 89–97.
- [Poizat et Matthias, 2006] POIZAT C., MATTHIAS S. (2006) *On analytical and finite element modelling of piezoelectric extension and shear bimorphs*, Computational Materials Science, vol. 84, no 22-23, p. 1426–1437.

- [Pride *et al.*, 1993] PRIDE S., MORGAN F., GANGI A. (1993) *Drag forces of porous media acoustics*, Physical review B, vol. 47, no 9, p. 4964–4975.
- [Rigobert *et al.*, 2003] RIGOBERT S., ATALLA N., SGARD F. (2003) *Investigation of the convergence of the mixed displacement-pressure formulation for 3-D poroelastic materials using hierarchical elements*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 114, no 5, p. 2607–2617.
- [Rigobert *et al.*, 2004] RIGOBERT S., SGARD F., ATALLA N. (2004) *A two-field hybrid formulation for multilayers involving poroelastic, acoustic, and elastic materials*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 115, no 6, p. 2786–2797.
- [Samanta *et al.*, 1996] SAMANTA B., RAY M., BHATTACHARYYA R. (1996) *Finite element model for active control of intelligent structures*, AIAA Journal, vol. 34, no 9, p. 1885–1893.
- [Sgard *et al.*, 2007] SGARD F., ATALLA N., AMEDIN C. (2007) *Vibro-acoustic behavior of a cavity backed by a plate coated with a meso-heterogeneous porous material*, Acta acoustica, vol. 93, no 1, p. 106–114.
- [Sgard *et al.*, 2003] SGARD F., ATALLA N., AMEDIN C.K. (2003) *Vibro-acoustic behavior of a plate coated with an heterogeneous porous material radiating in a rigid walled cavity*, Acta Acustica (Stuttgart), vol. 89, p. 55.
- [Sgard *et al.*, 2005] SGARD F., OLYN X., ATALLA N., CASTEL F. (2005) *On the use of perforations to improve the sound absorption of porous materials*, Applied Acoustics, vol. 66, no 6, p. 625–651.
- [Sgard, F., 2002] SGARD, F. (2002) *HDR : Modélisation par éléments finis des structures multi-couches complexes dans le domaine des basses fréquences*.
- [Smith *et al.*, 1999] SMITH J., JOHNSON B., BURDISSO R. (1999) *A broadband passive-active sound absorption system*, Journal of the Acoustical Society of America, vol. 106, no 5, p. 2646–2652.
- [Tiersten, 1967] TIERSTEN H. (1967) *Hamilton principle for linear piezoelectric media*, IEEE, p. 1523–1524.
- [Tzou et Tseng, 1990] TZOU H., TSENG C. (1990) *Distributed piezoelectric sensor/actuator design for dynamic measurement/control of distributed parameter systems : a piezoelectric finite element approach*, Journal of Sound and Vibration, vol. 138, no 1, p. 17–34.
- [Tzou et Ye, 1996] TZOU H., YE R. (1996) *Analysis of piezoelectric structures with laminated piezoelectric triangle shell elements*, AIAA Journal, vol. 34, no 1, p. 110–115.

- [Vigran *et al.*, 1997] VIGRAN T., KELDERS L., LAURIKS W., LECLAIRE P., JOHANSEN T. (1997) *Prediction and measurements of the influence of boundary conditions in a standing wave tube*, *Acustica - Acta Acustica*, vol. 83, no 3, p. 419–423.
- [Zienkiewicz et Shiomi, 1970] ZIENKIEWICZ O., SHIOMI T. (1970) *Dynamic behaviour of porous media : the generalized Biot formulation and its numerical solution*, *International Journal for Numerical and Analytical Methods in Geomechanic*, vol. 3, p. 71–96.
- [Zienkiewicz et Taylor, 1989] ZIENKIEWICZ O., TAYLOR R. (1989) *The finite element method : basic formulation and linear problems, Volume 1*.

ANNEXE A

DÉTAILS DE LA MISE EN ÉQUATION DES MODÈLES ANALYTIQUES D'ABSORBEURS HYBRIDES

A.1 Conditions limites associées au système de mousse collée sur un piston

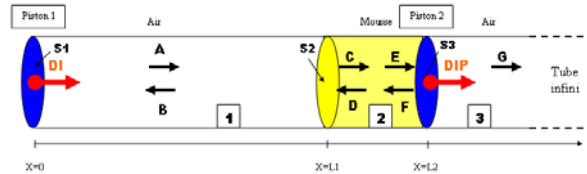


FIGURE A.1 Configuration de mousse collée sur un piston

Le système est composé d'un tube de longueur L_2 fermé à chaque extrémité par un piston mobile. Le premier piston représente l'excitation et on fixe son déplacement à une valeur DI . L'autre piston est recouvert d'une épaisseur de mousse égale à (L_2-L_1) son *déplacement est imposé et vaut* $\overline{DIP} = \overline{DI} * e^{(jkL_1)} * \beta$, avec β un coefficient exprimant l'amplitude et la phase relative entre le déplacement du piston 1 ramené à la surface de la mousse et le déplacement du piston 2.

Le système comporte 7 inconnues et il faut donc au moins 7 équations exprimant les différentes conditions limites pour pouvoir résoudre le système linéaire.

Imposition du déplacement sur S1 ($x = 0$)

$$U_1(0) = \overline{DI} \quad (\text{A.1})$$

$$A + B = \overline{DI} \quad (\text{A.2})$$

Continuité des déplacements sur S2 ($x = L_1$)

$$U_1(L_1) = \Phi U_{2f}(L_1) + (1 - \phi) u_{2s}(L_1) \quad (\text{A.3})$$

$$\begin{aligned}
Ae^{(-jK_1L_1)} + Be^{(jK_1L_1)} &= C(1 - \phi + \phi\mu_1)e^{(-jK_{com1}L_1)} + D(1 - \phi + \phi\mu_1)e^{(+jK_{com1}L_1)} \\
&+ E(1 - \phi + \phi\mu_2)e^{(-jK_{com2}L_1)} + F(1 - \phi + \phi\mu_2)e^{(+jK_{com1}L_1)}
\end{aligned} \tag{A.4}$$

Continuité de la contrainte fluide sur S2 ($x = L_1$)

$$-\phi P_1(L_1) \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p = \underline{\underline{\sigma}}^f \cdot \underline{\underline{n}}_p \iff -\phi P_1(L_1) \underline{\underline{1}} = \tilde{R} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} + \tilde{Q} \text{div} \underline{\underline{u}}_{2s} \underline{\underline{1}} \tag{A.5}$$

$$\begin{aligned}
&-A\rho_0\phi\omega^2 e^{(-jK_1L_1)} / (-jK_1) + -B\rho_0\phi\omega^2 e^{(+jK_1L_1)} / (+jK_1) = \\
&C(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_1)e^{(-jK_{com1}L_1)}(-jK_{com1}) + D(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_1)e^{(+jK_{com1}L_1)}(+jK_{com1}) \\
&+ E(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_2)e^{(-jK_{com2}L_1)}(-jK_{com2}) + F(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_2)e^{(+jK_{com2}L_1)}(+jK_{com2})
\end{aligned} \tag{A.6}$$

Continuité de la contrainte solide sur S2 ($x = L_1$)

$$\underline{\underline{\sigma}}^s \cdot \underline{\underline{n}}_p = -(1 - \phi)P_1 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p \iff \tilde{Q} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} + \tilde{A} \text{div} \underline{\underline{u}}_{2s} \underline{\underline{1}} = -(1 - \phi)P_1 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p \tag{A.7}$$

$$\begin{aligned}
&-A\rho_0(1 - \phi)\omega^2 e^{(-jK_1L_1)} / (-jK_1) + -B\rho_0(1 - \phi)\omega^2 e^{(+jK_1L_1)} / (+jK_1) = \\
&C(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{(-jK_{com1}L_1)}(-jK_{com1}) + D(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{(+jK_{com1}L_1)}(+jK_{com1}) \\
&+ E(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{(-jK_{com2}L_1)}(-jK_{com2}) + F(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{(+jK_{com2}L_1)}(+jK_{com2})
\end{aligned} \tag{A.8}$$

Imposition du déplacement fluide sur S3 ($x = L_2$)

$$U_{2f}(L_2) = \overline{DIP} \tag{A.9}$$

$$\mu_1 [C e^{(-jK_{com1}L_2)} + D e^{(jK_{com1}L_2)}] + \mu_2 [E e^{(-jK_{com2}L_2)} + F e^{(jK_{com2}L_2)}] = \overline{DIP} \tag{A.10}$$

Imposition du déplacement solide sur S3 ($x = L_2$)

$$U_{2s}(L_2) = \overline{DIP} \tag{A.11}$$

$$C e^{(-jK_{com1}L_2)} + D e^{(jK_{com1}L_2)} + E e^{(-jK_{com2}L_2)} + F e^{(jK_{com2}L_2)} = \overline{DIP} \tag{A.12}$$

Imposition du déplacement fluide dans la cavité arrière sur S3 ($x = L_2$)

$$U_3(L_2) = \overline{DIP} \quad (\text{A.13})$$

$$Ge^{-jK_3L_2} = \overline{DIP} \quad (\text{A.14})$$

A.2 Conditions limites associées au système de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière

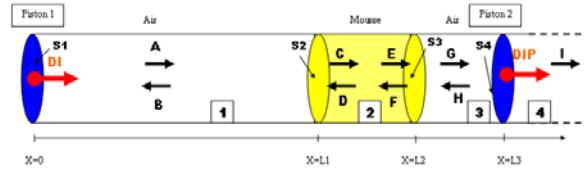


FIGURE A.2 Configuration de mousse fixe avec un piston dans la cavité arrière

Le système est composé d'un tube de longueur L_3 fermé à chaque extrémité par un piston mobile. Le premier piston est le piston d'excitation et on fixe son déplacement à une valeur DI . L'autre piston est placé à une distance $(L_3 - L_2)$ de la mousse d'épaisseur $(L_2 - L_1)$. Le déplacement de la phase solide de la mousse est bloqué sur S_3 . Le **déplacement du piston est imposé et vaut** $\overline{DIP} = \overline{DI} * e^{(jkL_1)} * \beta$, avec β un coefficient exprimant l'amplitude et la phase relative entre le déplacement du piston 1 ramené à la surface avant de la mousse de la mousse et le déplacement du piston 2.

Le système comporte 9 inconnues et il faut donc au moins 9 équations exprimant les différentes conditions limites pour pouvoir résoudre le système linéaire.

L'imposition des conditions limites sur S_1 et sur S_2 est identique au cas précédent(cf A.1, A.3, A.5, A.7). Elles ne seront donc pas présentées ici.

Continuité des déplacements sur S3 ($x = L_2$)

$$U_3(L_2) = \phi U_{2f}(L_2) \quad (\text{A.15})$$

$$[Ge^{-jK_3L_2} + He^{jK_3L_2}] = \phi\mu_1 [Ce^{-jK_{com1}L_2} + De^{jK_{com1}L_2}] + \phi\mu_2 [Ee^{-jK_{com2}L_2} + Fe^{jK_{com2}L_2}] \quad (\text{A.16})$$

Continuité des contraintes fluides sur S3 ($x = L_2$)

$$-\phi P_3(L_2) \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p = \underline{\underline{\sigma}}^f \cdot \underline{\underline{n}}_p \iff -\phi P_3(L_2) \underline{\underline{1}} = \tilde{R} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned} & -G\rho_0\phi\omega^2 e^{-jK_3L_2}/(-jK_3) - H\rho_0\phi\omega^2 e^{+jK_3L_2}/(+jK_3) = \\ & C\tilde{R}\mu_1 e^{-jK_{com1}L_2}(-jK_{com1}) + D\tilde{R}\mu_1 e^{+jK_{com1}L_2}(+jK_{com1}) \\ & + E\tilde{R}\mu_2 e^{-jK_{com2}L_2}(-jK_{com2}) + F\tilde{R}\mu_2 e^{+jK_{com2}L_2}(+jK_{com2}) \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

Continuité de la contrainte solide sur S3 ($x = L_2$)

$$\underline{\underline{\sigma}}^s \cdot \underline{\underline{n}}_p = -(1-\phi)P_3 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p \iff \tilde{Q} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} = -(1-\phi)P_3 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p \quad (\text{A.19})$$

$$\begin{aligned} & -G\rho_0(1-\phi)\omega^2 e^{-jK_3L_2}/(-jK_3) - H\rho_0(1-\phi)\omega^2 e^{+jK_3L_2}/(+jK_3) = \\ & C\tilde{Q}\mu_1 e^{-jK_{com1}L_2}(-jK_{com1}) + D\tilde{Q}\mu_1 e^{+jK_{com1}L_2}(+jK_{com1}) \\ & + E\tilde{Q}\mu_2 e^{-jK_{com2}L_2}(-jK_{com2}) + F\tilde{Q}\mu_2 e^{+jK_{com2}L_2}(+jK_{com2}) \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

Imposition du déplacement sur S4 ($x = L_3$)

$$U_3(L_3) = \overline{DIP} \quad (\text{A.21})$$

$$Ge^{-jK_3L_3} + He^{jK_3L_3} = \overline{DIP} \quad (\text{A.22})$$

Imposition du déplacement sur S4 à l'arrière du piston ($x = L_3$)

$$U_4(L_3) = \overline{DIP} \quad (\text{A.23})$$

$$Ie^{-jK_3L_3} = \overline{DIP} \quad (\text{A.24})$$

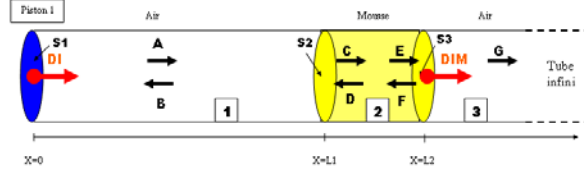


FIGURE A.3 Configuration de mousse mobile avec condition anéchoïque à l'arrière

A.3 Conditions limites associées au système de mousse mobile avec une condition anéchoïque à l'arrière

Le système comporte 7 inconnues et il faut donc au moins 7 équations exprimant les différentes conditions limites pour pouvoir résoudre le système linéaire.

Les conditions aux limites sur S_1 et S_2 sont identiques au premier cas présenté (cf A.1, A.3, A.5, A.7) . Sur S_3 , il faut imposer la continuité des déplacements, le déplacement de la phase solide à la valeur \overline{DIM} et imposer la continuité des contraintes fluides. Il est nécessaire aussi d'imposer la continuité des contraintes solides, mais la contrainte engendrée par le déplacement n'est pas connue a priori et est une conséquence de ce déplacement imposé. On posera donc cette contrainte ajoutée comme une inconnue notée $\underline{\underline{\sigma}}^d$ que l'on déterminera en résolvant le système linéaire.

On se retrouve donc avec un système à 8 inconnues et 8 équations.

Continuité des déplacements sur S_3 ($x = L_2$)

$$U_3(L_2) = \phi U_2 f(L_2) + (1 - \phi) \overline{DIM} \quad (\text{A.25})$$

$$G e^{-jK_3 L_2} = \phi \mu_1 [C e^{-jK_{com1} L_2} + D e^{jK_{com1} L_2}] + \phi \mu_2 [E e^{-jK_{com2} L_2} + F e^{jK_{com2} L_2}] + (1 - \phi) \overline{DIM} \quad (\text{A.26})$$

Imposition du déplacement solide sur S_3 ($x = L_2$)

$$U_{2s}(L_2) = \overline{DIM} \quad (\text{A.27})$$

$$C e^{-jK_{com1} L_2} + D e^{jK_{com1} L_2} + E e^{-jK_{com2} L_2} + F e^{jK_{com2} L_2} = \overline{DIM} \quad (\text{A.28})$$

Continuité des contraintes fluides sur S3 ($x = L_2$)

$$-\phi P_3(L_2)\underline{\underline{I}}.\underline{\underline{n}}_p = \underline{\underline{\sigma}}^f.\underline{\underline{n}}_p \iff -\phi P_3(L_2)\underline{\underline{1}} = \tilde{R}div\underline{\underline{U}}_{2f}\underline{\underline{1}} + \tilde{Q}div\underline{\underline{u}}_{2s}\underline{\underline{1}} \quad (\text{A.29})$$

$$\begin{aligned} & -G\rho_0\phi\omega^2 e^{-jK_3L_2}/(-jK_3) = \\ & C(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_1)e^{-jK_{com1}L_2}(-jK_{com1}) + D(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_1)e^{+jK_{com1}L_2}(+jK_{com1}) \\ & + E(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_2)e^{-jK_{com2}L_2}(-jK_{com2}) + F(\tilde{Q} + \tilde{R}\mu_2)e^{+jK_{com2}L_2}(+jK_{com2}) \end{aligned} \quad (\text{A.30})$$

Continuité de la contrainte solide sur S3 ($x = L_2$)

$$\underline{\underline{\sigma}}^s.\underline{\underline{n}}_p = -(1 - \phi)P_3\underline{\underline{I}}.\underline{\underline{n}}_p + \underline{\underline{\sigma}}^d \iff \tilde{Q}div\underline{\underline{U}}_{2f}\underline{\underline{1}} + \tilde{A}div\underline{\underline{u}}_{2s}\underline{\underline{1}} = -(1 - \phi)P_3\underline{\underline{I}}.\underline{\underline{n}}_p + \underline{\underline{\sigma}}^d \quad (\text{A.31})$$

Avec $\underline{\underline{\sigma}}^d$, la contrainte engendrée par le déplacement imposé.

$$\begin{aligned} & -G\rho_0(1 - \phi)\omega^2 e^{-jK_3L_2}/(-jK_3) = \\ & C(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{-jK_{com1}L_2}(-jK_{com1}) + D(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{+jK_{com1}L_2}(+jK_{com1}) \\ & + E(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{-jK_{com2}L_2}(-jK_{com2}) + F(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{+jK_{com2}L_2}(+jK_{com2}) \end{aligned} \quad (\text{A.32})$$

$$-\sigma_{xx}^d$$

A.4 Conditions limites associées au système de mousse mobile avec une cavité arrière

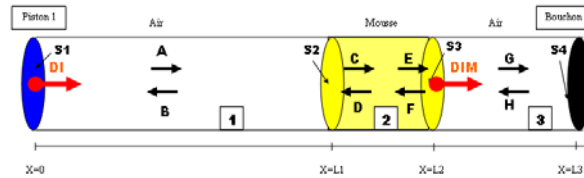


FIGURE A.4 Configuration de mousse mobile avec une cavité arrière

Le système comporte 8 inconnues et il faut donc au moins 8 équations exprimant les différentes conditions limites pour pouvoir résoudre le système linéaire.

Les conditions aux limites sur S_1 et S_2 sont identiques au premier cas présenté (cf A.1, A.3, A.5, A.7). Sur S_3 , il faut imposer la continuité des déplacements, le déplacement de la phase solide à la valeur \overline{DIM} et imposer la continuité des contraintes fluides. Comme dans le cas précédent, il est nécessaire d'imposer la continuité des contraintes solides et il faut ici aussi ajouter la contrainte engendrée par le déplacement imposé $\underline{\underline{\sigma}}^d$. **On se retrouve donc avec un système à 9 inconnues et 9 équations.**

Continuité des déplacements sur S_3 ($x = L_2$)

$$U_3(L_2) = \Phi U_{2f}(L_2) + (1 - \Phi) U_{2s}(L_2) \quad (\text{A.33})$$

$$\begin{aligned} & [G e^{-jK_3 L_2} + H e^{jK_3 L_2}] = \\ & \phi \mu_1 [C e^{(-jK_{com1} L_2)} + D e^{(jK_{com1} L_2)}] + \phi \mu_2 [E e^{(-jK_{com2} L_2)} + F e^{(jK_{com2} L_2)}] \\ & + (1 - \phi) \overline{DIM} \end{aligned} \quad (\text{A.34})$$

Imposition du déplacement solide sur S_3 ($x = L_2$)

$$U_{2s}(L_2) = \overline{DIM} \quad (\text{A.35})$$

$$\overline{DIM} = C e^{(-jK_{com1} L_2)} + D e^{(jK_{com1} L_2)} + E e^{(-jK_{com2} L_2)} + F e^{(jK_{com2} L_2)} \quad (\text{A.36})$$

Continuité des contraintes fluides sur S_3 ($x = L_2$)

$$-\phi P_3(L_2) \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p = \underline{\underline{\sigma}}^f \cdot \underline{\underline{n}}_p \iff -\phi P_3(L_2) \underline{\underline{1}} = \tilde{R} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} + \tilde{Q} \text{div} \underline{\underline{u}}_{2s} \underline{\underline{1}} \quad (\text{A.37})$$

$$\begin{aligned} & -G \rho_0 \phi \omega^2 e^{(-jK_3 L_2)} / (-jK_3) + -H \rho_0 \phi \omega^2 e^{(+jK_3 L_2)} / (+jK_3) = \\ & C(\tilde{Q} + \tilde{R} \mu_1) e^{(-jK_{com1} L_2)} (-jK_{com1}) + D(\tilde{Q} + \tilde{R} \mu_1) e^{(+jK_{com1} L_2)} (+jK_{com1}) \\ & + E(\tilde{Q} + \tilde{R} \mu_2) e^{(-jK_{com2} L_2)} (-jK_{com2}) + F(\tilde{Q} + \tilde{R} \mu_2) e^{(+jK_{com2} L_2)} (+jK_{com2}) \end{aligned} \quad (\text{A.38})$$

Continuité de la contrainte solide sur S_3 ($x = L_2$)

$$\underline{\underline{\sigma}}^s \cdot \underline{\underline{n}}_p = -(1 - \phi) P_3 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p + \underline{\underline{\sigma}}^d \iff \tilde{Q} \text{div} \underline{\underline{U}}_{2f} \underline{\underline{1}} + \tilde{A} \text{div} \underline{\underline{u}}_{2s} \underline{\underline{1}} = -(1 - \phi) P_3 \underline{\underline{I}} \cdot \underline{\underline{n}}_p + \underline{\underline{\sigma}}^d \quad (\text{A.39})$$

Avec $\underline{\underline{\sigma}}^d$, la contrainte engendrée par le déplacement imposé.

$$\begin{aligned}
& -G\rho_0(1-\phi)\omega^2 e^{-jK_3L_2}/(-jK_3) + -H\rho_0(1-\phi)\omega^2 e^{+jK_3L_2}/(+jK_3) = \\
& C(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{-jK_{com1}L_2}(-jK_{com1}) + D(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_1)e^{+jK_{com1}L_2}(+jK_{com1}) \\
& + E(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{-jK_{com2}L_2}(-jK_{com2}) + F(\tilde{A} + \tilde{Q}\mu_2)e^{+jK_{com2}L_2}(+jK_{com2})] \quad (\text{A.40}) \\
& \quad \quad \quad -\sigma_{xx}^d
\end{aligned}$$

Continuité des déplacements sur S4 ($x = L_3$)

$$U_3(L_3) = 0 \quad (\text{A.41})$$

$$Ge^{-jK_3L_3} + He^{jK_3L_3} = 0 \quad (\text{A.42})$$

ANNEXE B

DÉTAIL DE LA MISE EN PLACE DES ÉLÉMENTS FINIS

B.1 Forme des éléments et fonctions d'interpolation

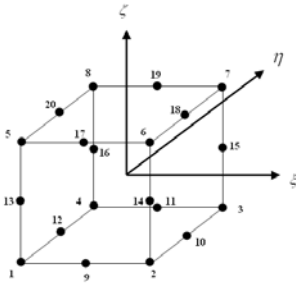


FIGURE B.1 Quadratic hexahedron 20 nodes element in the local coordinate system (HEXA20)

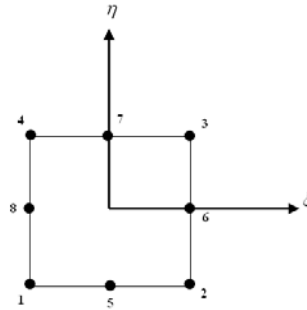


FIGURE B.2 Quadratic quadrilateral 8 nodes element in the local coordinate system (QUAD8)

Le vecteur des fonctions d'interpolation s'écrit comme suit :

$$\langle N \rangle = \langle N_1, N_2, N_3, \dots, N_i \rangle \quad i = 8(\text{surface}) \quad ; \quad i = 20(\text{volume}) \quad (\text{B.1})$$

Pour l'élément quad8, les fonctions d'interpolation s'écrivent comme suit :

$$\begin{aligned} N_i &= \frac{1}{4}(-1 + \xi_i \xi + \eta_i \eta)(1 + \xi_i \xi)(1 + \eta_i \eta) \quad \forall i = 1 : 4 \\ N_i &= \frac{1}{2}(1 - \xi^2)(1 + \eta_i \eta) \quad \forall i = 5, 7 \\ N_i &= \frac{1}{2}(1 + \xi_i \xi)(1 - \eta^2) \quad \forall i = 6, 8 \end{aligned} \quad (\text{B.2})$$

Pour l'élément hexa20, les fonctions d'interpolation sont données par :

$$\begin{aligned}
N_i &= \frac{1}{8}(-2 + \xi_i \xi + \eta_i \eta + \zeta_i \zeta)(1 + \xi_i \xi)(1 + \eta_i \eta)(1 + \zeta_i \zeta) \quad \forall i = 1 : 8 \\
N_i &= \frac{1}{4}(1 - \xi^2)(1 + \eta_i \eta)(1 + \zeta_i \zeta) \quad \forall i = 9, 11, 17, 19 \\
N_i &= \frac{1}{4}(1 + \xi_i \xi)(1 - \eta^2)(1 + \zeta_i \zeta) \quad \forall i = 10, 12, 18, 20 \\
N_i &= \frac{1}{4}(1 + \xi_i \xi)(1 + \eta_i \eta)(1 - \zeta^2) \quad \forall i = 13, 14, 15, 16
\end{aligned} \tag{B.3}$$

B.2 Élément poroélastique

B.2.1 Interpolation géométrique

$$\{u^e(\xi, \eta, \zeta)\} = [N_u(\xi, \eta, \zeta)]\{u_i^e\} \tag{B.4}$$

$\{u_i^e\}$ est le vecteur des déplacements nodaux (dim = 60). $[N_u(\xi, \eta, \zeta)]$ est la matrice des fonctions d'interpolation (dim = 3*60). $\{u^e(\xi, \eta, \zeta)\}$ est le champ de déplacement paramétrique dans la base de l'élément (dim=3).

$$p^e(\xi, \eta, \zeta) = \langle N_p(\xi, \eta, \zeta) \rangle \{p_i\} \tag{B.5}$$

p_i est le vecteur des pressions nodales (dim =20). $\langle N_p(\xi, \eta, \zeta) \rangle$ est le vecteur des fonctions d'interpolation (dim =20). $p^e(\xi, \eta, \zeta)$ est le champ de pression paramétrique dans la base de l'élément.

B.2.2 Matrices élémentaires de la partie solide

La matrice élémentaire de masse solide $[\widetilde{M}_u^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \widetilde{\rho} \omega^2 \{\delta u\}^T \{u\} dV = \langle \delta u_i^e \rangle [\widetilde{M}_u^e] \{u_i^e\} \tag{B.6}$$

La matrice élémentaire de rigidité solide $[\widetilde{K}_u^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \{\delta \epsilon\}^T [\widetilde{H}] \{\epsilon\} dV = \langle \delta u_i^e \rangle [\widetilde{K}_u^e] \{u_i^e\} \tag{B.7}$$

B.2.3 Matrices élémentaires de la partie fluide

La matrice élémentaire de masse fluide $[\tilde{H}_p^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \frac{\Phi^2}{\omega^2 \tilde{\rho}_{22}} \{\nabla \delta p\}^T \cdot \{\nabla p\} dV = \langle \delta p_i^e \rangle [\tilde{H}_p^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.8})$$

La matrice élémentaire de compression fluide $[\tilde{Q}_p^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \frac{\Phi^2}{\tilde{R}} \{\delta p\}^T \{p\} dV = \langle \delta p_i^e \rangle [\tilde{Q}_p^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.9})$$

B.2.4 Matrices élémentaires de la partie de couplage fluide-solide

Les intégrales de couplage peuvent s'écrire :

$$\begin{aligned} I_C &= \underbrace{\int_{\Omega_e} \frac{\Phi}{\tilde{\alpha}} \{\delta u\}^T \{\nabla p\} dV}_{IC_{\delta u 1}} + \underbrace{\int_{\Omega_e} \Phi \left(1 + \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}}\right) \underline{\nabla} \cdot \underline{\delta u} p dV}_{IC_{\delta u 2}} \\ &+ \underbrace{\int_{\Omega_e} \frac{\Phi}{\tilde{\alpha}} \{\delta \nabla p\}^T \{u\} dV}_{IC_{\delta p 1}} + \underbrace{\int_{\Omega_e} \Phi \left(1 + \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}}\right) \delta p \underline{\nabla} \cdot \underline{u} dV}_{IC_{\delta p 2}} \end{aligned} \quad (\text{B.10})$$

Première matrice élémentaire de couplage $[\tilde{C}v_{u1}^e]$:

$$IC_{\delta u 1} = \int_{\Omega_e} \frac{\Phi}{\tilde{\alpha}} \{\delta u\}^T \{\nabla p\} dV = \langle \delta u_i^e \rangle [\tilde{C}v_{u1}^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.11})$$

Deuxième matrice élémentaire de couplage $[\tilde{C}v_{u2}^e]$:

$$IC_{\delta u 2} = \int_{\Omega_e} \Phi \left(1 + \frac{\tilde{Q}}{\tilde{R}}\right) \underline{\nabla} \cdot \underline{\delta u} p dV = \langle \delta u_i^e \rangle [\tilde{C}v_{u2}^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.12})$$

Notation : $[\tilde{C}^e] = [\tilde{C}v_{u1}^e] + [\tilde{C}v_{u2}^e]$

Troisième matrice élémentaire de couplage $[\widetilde{C}v_{p1^e}]$:

$$IC_{\delta p}1 = \int_{\Omega_e} \frac{\Phi}{\alpha} \{\delta u\}^T \{\nabla p\} dV = \langle \delta p_i^e \rangle [\widetilde{C}v_{p1^e}] \{u_i^e\} \quad (\text{B.13})$$

Quatrième matrice élémentaire de couplage $[\widetilde{C}v_{p2^e}]$:

$$IC_{\delta p}2 = \int_{\Omega_e} \Phi \left(1 + \frac{\widetilde{Q}}{R}\right) \underline{\nabla} \cdot \underline{\delta u} p dV = \langle \delta p_i^e \rangle [\widetilde{C}v_{p2^e}] \{u_i^e\} \quad (\text{B.14})$$

Notation : $[\widetilde{C}^e]^T = [\widetilde{C}v_{p1^e}] + [\widetilde{C}v_{p2^e}]$

B.2.5 Forces extérieures

Le vecteur des forces extérieure élémentaires est obtenu à partir de l'intégrale exprimant le travail des forces extérieures.

Vecteur élémentaire des forces extérieures appliquées à la phase solide $\{F_u\}$:

$$\int_{\delta\Omega_p} \{\delta u\}^T \{\sigma^t\}_n d\Gamma = \langle \delta u_i^e \rangle \{F_u\} \quad (\text{B.15})$$

Vecteur élémentaire des forces extérieures appliquées à la phase solide $\{F_p\}$:

$$\int_{\delta\Omega_p} \Phi (U_n - u_n) \delta p d\Gamma = \langle \delta p_i^e \rangle \{F_p\} \quad (\text{B.16})$$

B.3 Élément acoustique

B.3.1 Interpolation géométrique

$$p^e(\xi, \eta, \zeta) = \langle N_p(\xi, \eta, \zeta) \rangle \{p_i\} \quad (\text{B.17})$$

$\{p_i\}$ est le vecteur des pressions nodales (dim =20). $\langle N_p(\xi, \eta, \zeta) \rangle$ est le vecteur des fonctions d'interpolation (dim =20). $p^e(\xi, \eta, \zeta)$ est le champ de pression paramétrique dans la base de l'élément.

B.3.2 Matrices élémentaires

La matrice élémentaire de masse du fluide $[H^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \{\nabla \delta p\}^T \cdot \{\nabla p\} dV = \langle \delta p_i^e \rangle [H^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.18})$$

La matrice élémentaire de compression élémentaire du fluide $[Q^e]$:

$$\int_{\Omega_e} \frac{1}{\rho_0 c_0^2} \{\delta p\}^T \{p\} dV = \langle \delta p_i^e \rangle [Q^e] \{p_i^e\} \quad (\text{B.19})$$

B.3.3 Forces extérieures

Vecteur élémentaire des forces extérieures sur le fluide $\{F_p\}$:

$$\int_{\delta \Omega_a} \frac{1}{\omega^2 \rho_0} \delta p \frac{\partial p}{\partial n} d\Gamma = \langle \delta p_i^e \rangle \{F_p\} \quad (\text{B.20})$$

B.4 Élément de coque piézoélectrique

B.4.1 Interpolation géométrique

$$\{u^e(\xi, \eta)\} = [N_u(\xi, \eta)] \{u_i^e\} \quad (\text{B.21})$$

avec

$$\langle u^e(\xi, \eta) \rangle = \langle u, v, w, \beta_x, \beta_y \rangle \quad (\text{B.22})$$

$\{u_i^e\}$ est le vecteur des déplacements nodaux (dim = 40). $[N_u(\xi, \eta)]$ est la matrice des fonctions d'interpolation (dim = 40*5). $\{u^e(\xi, \eta)\}$ est le champ de déplacement paramétrique dans la base de l'élément (dim=5).

$$\phi(\xi, \eta) = \langle N_\phi(\xi, \eta) \rangle \{\phi_i^e\} \quad (\text{B.23})$$

$\{\phi_i\}$ est le vecteur des potentiels électriques nodaux (dim =20). $\langle N_p(\xi, \eta) \rangle$ est le vecteur des fonctions d'interpolation (dim =20). $\phi^e(\xi, \eta)$ est le champ de potentiel électrique paramétrique dans la base de l'élément.

B.4.2 Matrices élémentaires de la partie élastique

La matrice élémentaire de masse $[M_{uu}^e]$:

$$\int_S \omega^2 \{\delta u\}^T [\rho I] \{u\} dS = \langle \delta u_i^e \rangle [M_{uu}^e] \{u_i^e\} \quad (\text{B.24})$$

La matrice élémentaire rigidité de membrane $[K_{um}^e]$:

$$\int_S \{\delta \varepsilon_m\}^T [H_m] \{\varepsilon_m\} dS = \langle \delta u_i^e \rangle [K_{um}^e] \{u_i^e\} \quad (\text{B.25})$$

La matrice élémentaire de rigidité en flexion $[K_{uf}^e]$:

$$\int_S \{\delta \chi\}^T [H_f] \{\chi\} dS = \langle \delta u_i^e \rangle [K_{uf}^e] \{u_i^e\} \quad (\text{B.26})$$

La matrice élémentaire de rigidité en cisaillement $[K_{uc}^e]$:

$$\int_S \{\delta \gamma\}^T [H_c] \{\gamma\} dS = \langle \delta u_i^e \rangle [K_{uc}^e] \{u_i^e\} \quad (\text{B.27})$$

$$[K_{uu}^e] = [K_{um}^e] + [K_{uf}^e] + [K_{uc}^e] \quad (\text{B.28})$$

B.4.3 Matrices élémentaires de la partie électrique

La première matrice élémentaire de couplage électrique - élastique $[K_{u\phi}^e]$:

$$\int_S \{\delta \varepsilon_m\}^T \{e_c\} E_z h dS = \langle \delta u_i^e \rangle [K_{u\phi}^e] \{\phi_i^e\} \quad (\text{B.29})$$

La deuxième matrice élémentaire de couplage électrique - élastique $[K_{\phi u}^e]$:

$$\int_S \delta E_z \{e_c\}^T \{\varepsilon_m\} h dS = \langle \delta \phi_i^e \rangle [K_{\phi u}^e] \{u_i^e\} \quad (\text{B.30})$$

La matrice élémentaire de rigidité électrique $[K_{\phi\phi}^e]$:

$$\int_S \delta E_z \epsilon_{33} E_z h \, dS = \langle \delta \phi_i^e \rangle [K_{\phi\phi}^e] \{\phi_i^e\} \quad (\text{B.31})$$

B.4.4 Forces extérieures

Vecteur élémentaire des forces élastiques appliquées sur le domaine piézoélectrique $\{F_u\}$:

$$\int_S \{\delta u\}^T \{\sigma\}_n \, d\Gamma = \langle \delta u_i^e \rangle \{F_u\} \quad (\text{B.32})$$

Vecteur élémentaire des déplacements électriques appliqués sur le domaine piézoélectrique fixé à zéro $\{0\}$:

$$- \int_{S_\phi} \delta \phi D_z \, d\Gamma = \langle \delta u_i^e \rangle \{0\} \quad (\text{B.33})$$

Dans la configuration actionneur, le déplacement électrique est fixé à zéro et le vecteur élémentaire est égal au vecteur nul. Pour le domaine piézoélectrique, l'excitation électrique vient de l'imposition des potentiels sur la surface.

B.5 Matrice élémentaire de couplage fluide-structure

Les intégrales de couplage fluide-structure (3.33,3.37) peuvent être écrites en forme matricielle discrétisée :

$$\int_{S_c} \delta(p^a u_n) \, dS = \langle \delta u_i^e \rangle [C_{fs}] \{p_i^e\} + \langle \delta p_i^e \rangle [C_{fs}]^T \{u_i^e\} \quad (\text{B.34})$$

où u_n est le déplacement normal à la surface orienté positivement dans le sens sortant de la structure. S_c est la surface de couplage entre le domaine fluide et le domaine solide (élastique, piézoélectrique, poroélastique). $[C_{fs}]$ est la matrice élémentaire de couplage fluide-structure. Cette matrice relie les degrés de liberté élémentaire de pression du fluide avec les degrés de liberté de translation de la structure. Elle est ajoutée pendant le processus d'assemblage matriciel du système global.

ANNEXE C

MATÉRIELS UTILISÉS POUR LES MESURES EXPÉRIMENTALES

C.1 Description de la chaîne de mesure

C.1.1 Les micros composant les doublets

Afin de pouvoir réaliser simultanément les mesures de pression en différents points des cavités, il nous fallait disposer d'au moins 8 microphones. Nous avons donc pris le parti d'utiliser des micros à électret peu dispendieux et de réaliser la calibration dans une cavité d'étalonnage en comparant les mesures obtenues avec un micro de référence parfaitement étalonné et le micro à étalonner.



REF : POM-3546L omnidirectionnel

FIGURE C.1 Micro à electret utilisé pour les mesures

Part Number: POM-3546L

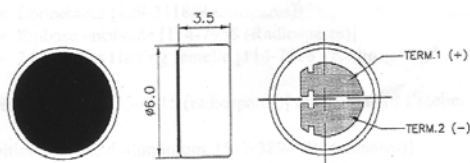


Features
 Omni directional
 Super clarity, distortion-free response
 Available with lead wire type mounting

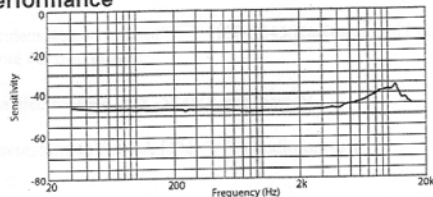
Electrical Specifications
 Directivity: Omni-Directional
 Impedance: 2.20 kOhm
 Operating Voltage: 2.0 Vdc
 Package Size: 6 x 3.5 mm
 Sensitivity: -46 +/- 3 dB

Mechanical

Dimensions are in millimeters, tolerance is ± 0.5 unless otherwise specified.



Performance



For application notes and detail drawing specifications, please consult www.projectsunlimited.com.

Specifications subject to change without notice.

© 2004, Projects Unlimited Inc., All Rights Reserved.

C.1.2 Préamplificateur des micros des doublets

Afin d'augmenter la dynamique de ce type de microphone à électret, un boîtier spécifique de préamplification a été conçu au LMA.

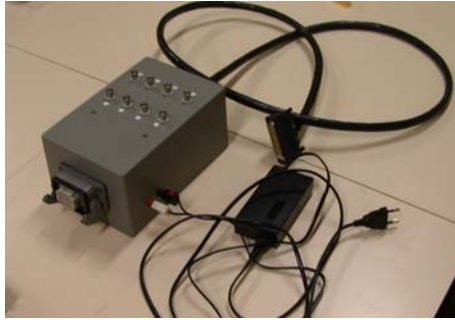


REF : conçue au LMA par Philippe Herzog

FIGURE C.2 Préamplificateur pour micro à electret conçu au LMA

C.1.3 La carte d'alimentation

Les microphones à électret fonctionnent avec une tension d'alimentation de 48V. Nous avons réalisé un boîtier muni d'un filtre coupe bas permettant l'alimentation simultanée de 8 microphones.



REF : Conçue et réalisée au LMA
par Pierre Leroy

FIGURE C.3 Carte d'alimentation multivoies pour les micros à électret

C.1.4 Le microphone unidirectionnel

Le microphone directionnel est aussi un microphone à électret mais pour des raisons de gain, il a été alimenté par un petit boîtier annexe à pile.

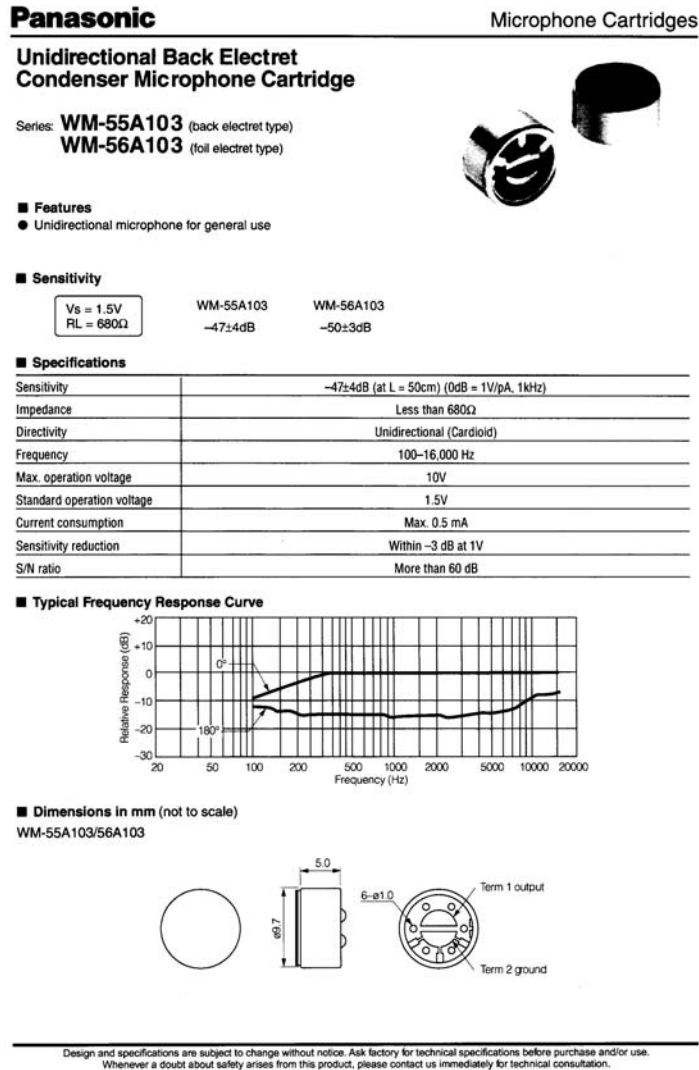


FIGURE C.4 Caractéristiques du microphone unidirectionnel

C.1.5 L'analyseur PARAGON



REF : Hewlett Packard modèle
35650A (3647A03008) /35655A
(2911A02815)

FIGURE C.5 Analyseur PARAGON multivoies

C'est un analyseur multivoies qui marche par bloc de 8 voies. Nous utilisons deux blocs. L'analyseur contient un générateur de signal. Les mesures ont été réalisées fréquence par fréquence avec la fonction swipe de l'analyseur.

C.1.6 Laser

Le laser utilisé est un laser simple de marque Polytec.



REF : controller OFV-3001
sensor Heads OFV-303/-353
OFV-511/-512

FIGURE C.6 Laser de mesure

C.2 Amplificateurs

C.2.1 Amplificateur capacitif pour le PVDF

L'amplificateur capacitif disponible au LMA est un amplificateur Trek. On l'utilise pour débiter une tension de 100 volt. Il est limité à 200 volts.



REF : HV POWER SUPPLY
TREK Model 50/750

FIGURE C.7 Amplificateur capacitif Trek

C.2.2 Amplificateur pour les HP primaires

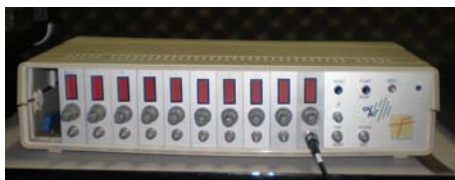


REF : Amplificateur professionnel
Inter-M R150 Plus

FIGURE C.8 Amplificateur audio

C.3 Contrôleurs

C.3.1 Contrôleur off-line - générateur NOVACS



REF : Conçu par Alain Roure et
réalisé par Technofirst

FIGURE C.9 Contrôleur - générateur multivoies

C.3.2 Contrôleur adaptatif nFX-LMS- COBRA



FIGURE C.10 Contrôleur nFX-LMS

REF : Conçu et réalisé en collaboration entre le LMA et Technofirst

C.3.3 Filtre - gain - delay



FIGURE C.11 Gain

REF : inconnue



FIGURE C.12 Filtre actif audio Behringer utilisé pour sa fonction "delay"

REF : Behringer Ultradrive DCX2498 ; Système numérique 24 bits/96 KHz de gestion de haut-parleurs

C.4 Calibration des microphones

La calibration des microphones à électret que nous utilisons pour faire les mesures se fait dans une cavité d'étalonnage (Sound intensity calibrator type 51AB n.29541 GRAS). Cette cavité est munie d'un piston. On place un microphone de référence d'un côté et le microphone

à étalonner de l'autre. On alimente la cavité avec un sinus glissant. En mesurant la fonction de transfert entre les deux microphones, il est ainsi possible d'avoir une courbe de calibration du microphone à électret. Le microphone de référence est un microphone 1/4 de pouce GRAS de type 40BP alimenté par un préamplificateur GRAS de type 12AK.



FIGURE C.13 Cavité de calibration des microphones à électret

C.5 Découpe des mousses

*Références de l'atelier de découpe : CLAIRE - CENTRE LASER INDUSTRIEL REGIONAL :
2 Cours des Arts et Métiers - 13617 Aix en Provence Tél. : 04 42 26 89 31 / Fax : 04 42 38 65
74 - claire@aix.ensam.fr*

ANNEXE D

CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE PRÉLIMINAIRE DE LA MOUSSE

D.1 Paramètres acoustiques

Les paramètres acoustiques du modèle de Biot-Allard sont : la porosité (Φ), la tortuosité (α_∞), la résistivité (σ) et les longueurs caractéristiques visqueuse et thermique (Λ et Λ').

D.1.1 La Porosité Φ

La porosité est le rapport du volume poreux V_{air} occupé par l'air dans le poreux, au volume total V_t dans une boule d'homogénéisation (volume qui contient un nombre suffisant de pores mais qui reste petit à l'échelle macroscopique) :

$$\Phi = \frac{V_{air}}{V_t} \quad (D.1)$$

La porosité est un scalaire invariant d'échelle (sa valeur reste inchangée par dilatation/contraction de toutes les dimensions de la structure). Les porosités typiques des matériaux acoustiques sont de l'ordre de 0,9 et souvent proches de 1 (par exemple, 0,98 à 0,99 pour les fibreux).

La méthode de mesure que nous avons utilisée est la méthode à l'argon. Le principe de la mesure repose sur la détermination du volume libre V_1 du gaz restant à l'intérieur de l'enceinte du porosimètre une fois qu'un échantillon poreux y a été inséré. En connaissant cette variable, il est alors possible de déterminer la porosité ouverte d'un échantillon poreux à partir de la relation $\Phi = 1 - (V_t - V_1)/V_e$ avec : V_t est le volume (m³) total de l'enceinte du porosimètre, V_e est le volume (m³) de l'échantillon .

D.1.2 La Résistivité au passage de l'air σ

Elle se mesure en $Rayl.m^{-1}$ ou en $N.s.m^{-4}$. Les valeurs obtenues pour les matériaux poreux varient de 1000 N.s/m⁴ (matériaux très ouverts) à 5000000 N.s/m⁴ (matériaux très fermes).

Lorsqu'un matériau poreux d'épaisseur e , placé dans un tube aux parois étanches, est traversé par un écoulement d'air continu, on constate qu'une différence de pression apparaît entre ses deux extrémités. Pour un écoulement laminaire et pour des débits assez faibles, il existe une relation de proportionnalité entre la chute de pression (ΔP) et la résistivité au passage de l'air donnée par la loi de Darcy : $\frac{\Delta P}{v} = \sigma e$. avec v la vitesse de l'écoulement.

Nous avons utilisé le résistimètre disponible au GAUS.

D.1.3 La tortuosité α_∞

Il existe différentes définitions de la tortuosité :

◇ Elle mesure la déviation entre le chemin parcouru par une onde acoustique dans le matériau et un chemin direct, parcouru s'il n'y avait pas de matériau. Elle reflète donc la complexité de la géométrie du squelette telle que l'inclinaison ou la variation de section des pores.

◇ Elle est liée à un phénomène dynamique. Elle est alors associée à la partie inertielle de la force de couplage entre le fluide et le solide. En effet, lorsque le fluide est accéléré par rapport au solide, il doit contourner le solide de façon sinueuse à cause des pores. Elle est alors un paramètre indépendant du fluide et relié uniquement à la géométrie des pores.

On peut mesurer par des méthodes ultra sonores la tortuosité géométrique. Ce paramètre est par définition toujours supérieur ou égale à 1.

$$\alpha_\infty = \frac{\frac{1}{V_f} \int_{V_f} u_m^2 dV_f}{\frac{1}{V_f} \int_{V_f} u_m dV_f} \quad (D.2)$$

Dans notre cas la tortuosité est évaluée grâce à une méthode inverse.

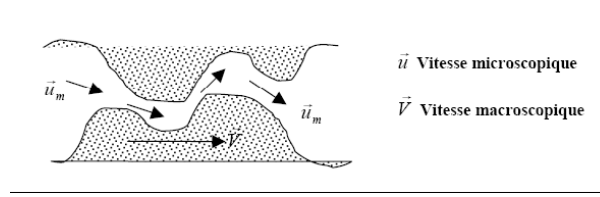


FIGURE D.1 Tortuosité

D.1.4 Longueur caractéristique visqueuse Λ

Elle décrit la variation des effets visqueux en hautes fréquences. Au dessus d'une certaine fréquence, les forces d'inertie dominent les forces de cisaillement visqueux dont l'effet est significatif uniquement à proximité des parois du squelette. La couche limite visqueuse est alors très inférieure au rayon des pores.

$$\frac{2}{\Lambda} = \frac{\int_{S_t} u_m^2 dS_t}{\int_{V_t} u_m^2 dV_t} \quad (\text{D.3})$$

À cause de la pondération par les vitesses, Λ est de l'ordre du rayon des pores les plus petits, là où les vitesses sont les plus importantes à l'échelle microscopique. Pour un pore cylindrique, elle correspond à son rayon.

D.1.5 Longueur caractéristique thermique Λ'

Elle décrit les échanges thermiques entre les deux phases en hautes fréquences. Le squelette dont l'inertie thermique est grande devant celle du fluide, joue le rôle de thermostat et modifie donc le module d'incompressibilité du fluide saturant qui varie entre le module isotherme aux basses fréquences, et le module adiabatique aux hautes fréquences. Au-delà d'une certaine fréquence, les échanges thermiques n'ont plus le temps de se faire que dans une zone proche de la paroi. C'est une moyenne macroscopique des dimensions des cellules responsables des pertes thermiques (plus grosses cellules). Plus elle est petite, plus les surfaces d'échange thermique seront importantes.

$$\frac{2}{\Lambda'} = \frac{\int_{S_t} dS_t}{\int_{V_t} dV_t} \quad (\text{D.4})$$

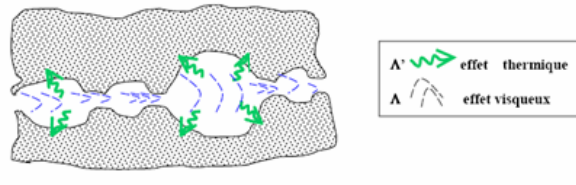


FIGURE D.2 Longueurs caractéristiques

D.1.6 Paramètres acoustiques mesurés au GAUS

paramètres	valeur	unités
Φ	0.96	<i>SU</i>
σ	15300	<i>N.s.m⁻⁴</i>
α_∞	1.02	<i>SU</i>
Λ	105.10^{-6}	<i>m</i>
Λ'	205.10^{-6}	<i>m</i>

TABLE D.1 Paramètres acoustiques de la mélamine mesurés au GAUS

D.2 Paramètres structuraux

Les paramètres structuraux ou élastiques du modèle de Biot-Allard pour un poreux isotrope sont : la masse volumique du poreux (ρ_p), le module de Young (E), le coefficient de poisson (ν) et l'amortissement (η).

On peut noter que l'hypothèse d'isotropie est généralement fautive dans le cas de mousse à cause des procédés de formage qui engendrent des contraintes et des formes de cellule différentes suivant l'épaisseur et les directions du plan de formage. On parle en général d'isotropie transverse. Le module de Young est en général plus faible dans l'épaisseur comparé aux deux autres directions pour lesquels les modules de Young sont relativement proches. La mélamine présente généralement ce type de raideur. Toutefois dans notre étude il est apparu que la mélamine que nous avons utilisée était fortement anisotrope. En première approche, et c'est une erreur, la mélamine avait été considérée comme étant isotrope. Elle n'a donc été caractérisée au GAUS que dans une direction. Malheureusement cette direction ne correspondait pas à la direction d'utilisation. Il nous a donc fallu recaractériser les modules de Young de la mousse dans les trois directions au LMA en utilisant le premier mode de compression visible sur des

mesures d'absorption dans les trois directions. En faisant varier le module de Young dans notre modèle, il est possible de recalculer correctement le premier mode de compression de la mousse directement lié à ce paramètre.

Si on fait l'hypothèse du matériau poreux orthotrope, il faut donc connaître les modules de Young et les coefficients de Poisson dans les trois directions. L'amortissement peut être considéré identique dans les trois directions. La détermination du coefficient de Poisson est déjà délicate dans le cas d'un matériau isotrope, mais elle l'est encore plus dans le cas d'un matériau orthotrope. Nous avons donc fixé cette valeur à 0.4 dans les trois directions.

D.2.1 Résultats des mesures au GAUS

Le GAUS dispose d'un dispositif QMA (Quasi-static Mechanical Analyser) permettant la mesure du module de Young, du coefficient de Poisson et du coefficient d'amortissement. Cette méthode est assez robuste et a fait ses preuves, même si l'incertitude sur le coefficient de Poisson et l'amortissement est relativement importante. Les mesures ont été réalisées uniquement dans l'épaisseur du matériau car à l'époque nous avons fait l'hypothèse d'isotropie de la mousse... Les résultats ci-dessous sont des moyennes de plusieurs mesures.

La mesure de la masse volumique ne pose aucun problème et est réalisée à l'aide d'une balance de précision.

paramètres	valeur	unités
E	108000	$N.m^{-2}$
ρ	9	$Kg.m^{-3}$
ν	0.4	SU
η	0.05	SU

TABLE D.2 Paramètres structuraux de la mélamine mesurés au GAUS

D.2.2 Méthode de mesure et résultats obtenus au LMA

Ne disposant pas au LMA de méthode mécanique de caractérisation des poreux, nous avons utilisé une méthode simple de caractérisation acoustique. On mesure le coefficient d'absorption

d'un échantillon en tube de Kundt (BK 1 mètre de longueur et 10 cm de diamètre, avec micro coulissant, fréquence de coupure = 2000Hz, voir figure D.3). Comme l'on est en présence d'un matériau fortement élastique, un pic ou plutôt une inflexion apparaît sur la courbe d'absorption. Ce pic est fortement relié à la valeur du module de Young dans cette direction. L'idée est de modéliser la configuration expérimentale avec le code numérique et de faire varier le module de Young jusqu'à ce qu'on retrouve la bonne courbe d'absorption. En première approche, nous avons utilisé le modèle d'élasticité isotrope initialement développé dans notre code.



FIGURE D.3 Banc de mesure de l'absorption pour la recharacterisation

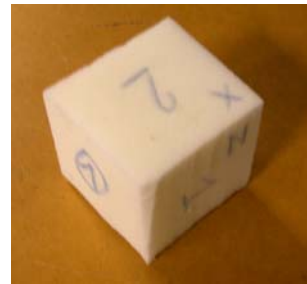


FIGURE D.4 Échantillon de mousse cubique

L'échantillon mesuré est une mousse de mélamine cubique découpée dans la plaque de mélamine dont nous disposons (figure D.4). Trois cubes de 6 cm de coté ont été découpés. L'absorption acoustique de ces cubes a été mesurée dans chaque direction, ce qui nous a permis d'obtenir trois mesures dans chaque direction sur trois échantillons différents permettant ainsi de moyenner les résultats. L'échantillon est collé sur le porte échantillon du tube avec de la colle néoprène.

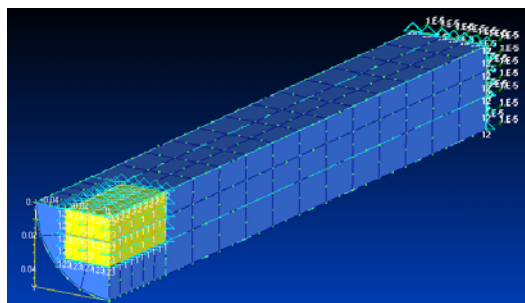
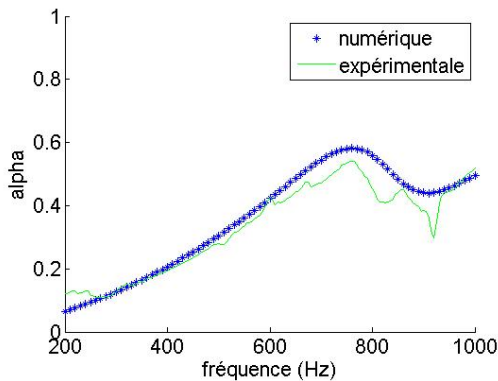


FIGURE D.5 Maillage du modèle de caractérisation de la mousse : 917 noeuds ; 20 éléments poreux ; 116 éléments fluides

Dans le modèle numérique, nous utilisons la symétrie du problème pour ne mailler qu'un

quart de la mousse et du tube. On bloque la translation normale aux faces qui correspondent aux surface de symétrie. L'échantillon est encastré sur sa face arrière.

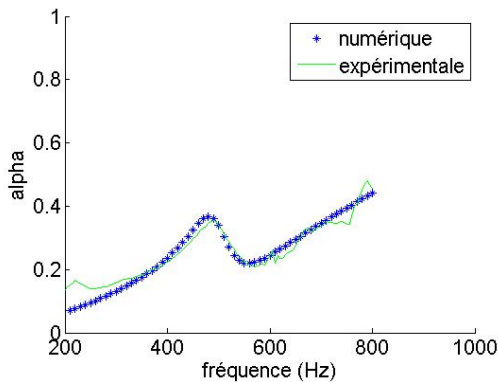
Calage avec le modèle isotrope



Direction X :

Le module de Young qui permet d'approcher la courbe expérimentale avec le modèle numérique isotrope est $E_x = 380\ 000\text{Pa}$

FIGURE D.6 Absorption dans la direction X

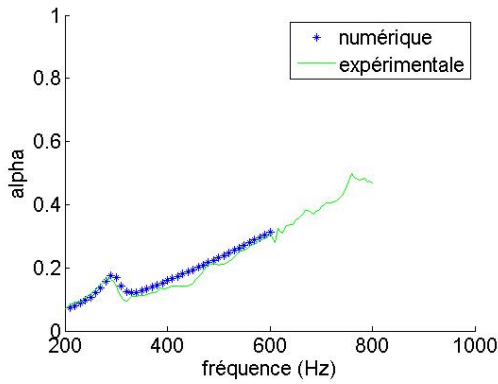


Direction Y :

Le module de Young qui permet d'approcher la courbe expérimentale avec le modèle numérique isotrope est $E_y = 150\ 000\text{Pa}$

FIGURE D.7 Absorption dans la direction Y

Cette première série de mesure permet de nous donner un ordre d'idée de la variation de la rigidité en fonction de la direction d'observation. Compte-tenu des différences observées, le modèle isotrope ne peut pas nous fournir les bons paramètres. Nous avons donc recalé les paramètres en utilisant le modèle orthotrope que nous avons développé afin de réajuster les modules de Young en tenant compte de l'orthotropie.



Direction Z :

Le module de Young qui permet d'approcher la courbe expérimentale avec le modèle numérique isotrope est $E_z = 70\ 000\text{Pa}$

FIGURE D.8 Absorption dans la direction Z

Calage avec le modèle orthotrope

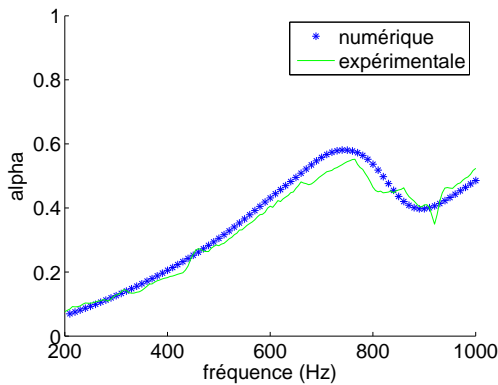


FIGURE D.9 Absorption dans la direction X

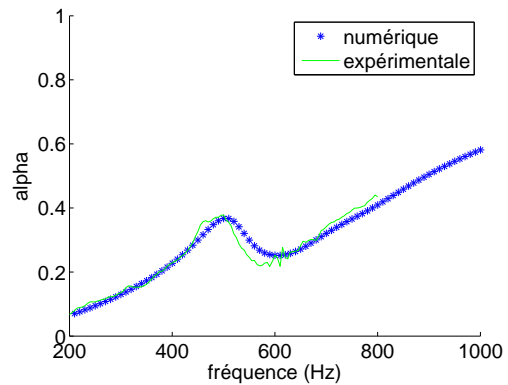
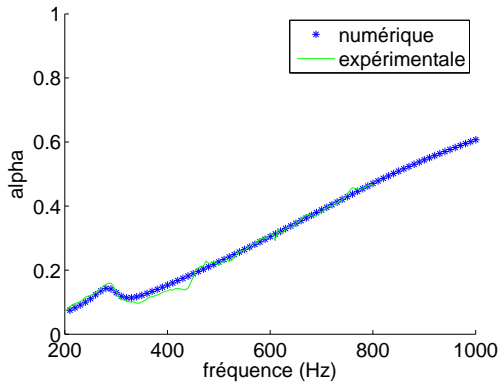


FIGURE D.10 Absorption dans la direction Y

L'orientation de la mousse dans les prototypes de mousse adaptative est donnée dans la figure D.12



Les résultats ci-contre et ci-dessus on été obtenus en injectant les paramètres suivants dans le modèle orthotrope :

$E_x = 400000\text{Pa}$, $E_y = 180000\text{Pa}$, $E_z = 55000\text{Pa}$

et $\nu_{xy} = 0.4$, $\nu_{yz} = 0.4$, $\nu_{xz} = 0.4$

FIGURE D.11 Absorption dans la direction Z

paramètres	valeur	unités
Φ	0.96	SU
σ	15300	$N.s.m^{-4}$
α_∞	1.02	SU
Λ	105.10^{-6}	m
Λ'	205.10^{-6}	m
ρ	9	$Kg.m^{-3}$
E_x	400000	$N.m^{-2}$
E_y	180000	$N.m^{-2}$
E_z	55000	$N.m^{-2}$
ν_{xy}	0.4	SU
ν_{xz}	0.4	SU
ν_{yz}	0.4	SU
η	0.05	SU

TABLE D.3 Paramètres acoustiques et structuraux de la mousse de mélamine utilisée dans les modèles

Pour ce qui est de la rigidité de la mousse pour le modèle isotrope, nous avons pris la valeur moyenne des rigidités dans les trois directions soit 210000Pa . La pertinence de cette valeur a été vérifiée lors des mesures de l'absorption passive des cellules.

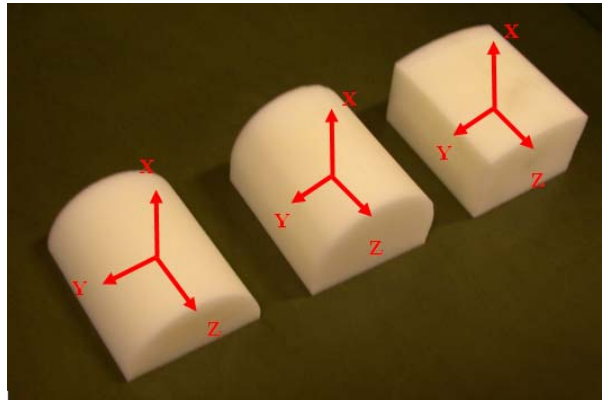


FIGURE D.12 Orientation de la mousse dans les mousses adaptatives

ANNEXE E

PARAMÈTRES DE MODÉLISATION DU PVDF ET DU COL-LAGE

E.1 Paramètres électriques et mécaniques utilisés pour la modélisation du PVDF

Le PVDF utilisé pour réaliser les prototypes est un film polymère piézoélectrique de 28 microns d'épaisseur avec des électrodes en alliage de cuivre et nickel. Ce film a été acheté à Measurement Specialties, Inc (REF : 28um Film w/Cu-Ni Alloy 8"x1" ; P/N : 1-1003702-4).

Les données employés dans le modèle viennent en partie de Measurement Specialties et aussi de l'article de Bailo et Al [?] traitant de l'utilisation de polymères piézoélectriques pour la réalisation de diaphragmes actifs.

paramètres	valeur	unités
E	5.4e9	$N.m^{-2}$
ρ	1780	$Kg.m^{-3}$
η	0.05	SU
ν	0.18	SU
$Epaisseur$	28e-6	m
e_{31}	0.03599	$C.m^{-2}$
e_{32}	0.13087	$C.m^{-2}$
e_{33}	- 0.33	$C.m^{-2}$
ϵ_{33}	1e-10	$F.m^{-1}$

TABLE E.1 Paramètres électriques et élastiques du PVDF

E.2 Paramètres élastiques de l'ensemble scotch + film thermocollant

Les paramètres mécaniques du collage constituent une incertitude importante des modèles. Dépendamment de la configuration d'utilisation (actif ou passif) et de la configuration géométrique de la cellule, ces paramètres peuvent avoir une influence importante sur le comportement vibratoire de la smart foam. Ne disposant pas de DMA (Dynamic Mechanical Analyser) ou LMA, il n'était pas possible de mesurer ces paramètres à priori. Ils ont été ajustés pour donner les résultats les plus proches des mesures expérimentales. Une étude paramétrique a été menée sur la cellule de type 1 afin de déterminer les paramètres optimaux (E, ν, ρ, η) permettant d'obtenir une correspondance satisfaisante entre les mesures et les résultats numériques. On a donc mesuré le comportement vibratoire (déplacement de la mousse et du PVDF) et acoustique (pression cavité avant et arrière) de la cellule 1 en petite cavité pour une excitation de tension de 100 Volts. On a ensuite comparé ces mesures avec les résultats obtenus avec le code éléments finis en faisant varier les paramètres mécaniques de la coque.

Ces paramètres mécaniques, estimés avec la configuration de cellule de type 1, ont été appliqués à l'ensemble des modèles numériques présentés dans la suite du document.

Un des problèmes majeurs pour la détermination des paramètres mécaniques du collage est dû à l'incertitude que nous avons sur les conditions limites à imposer au niveau de la liaison entre le PVDF et les flasques. Nous avons réalisé des cellules où le PVDF est collé sur les flasques avec du scotch, d'autres où le PVDF est collé à la cyanolite. Les résultats étant assez similaires, nous ne présentons que ceux obtenus avec le PVDF collé avec du scotch. Afin de s'émanciper de cette incertitude, nous avons aussi réalisé des mesures en retirant les flasques. Ceci diminue beaucoup l'efficacité de rayonnement des cellules aux basses fréquences car il apparaît dès lors un court-circuit acoustique entre la cavité avant et la cavité arrière. Toutefois, les conditions aux limites libres offrent plus de certitude pour une comparaison.

Nous présentons donc les résultats obtenus pour la cellule avec et sans flasque.

Les mesures que nous utilisons pour la comparaison et le collage sont les pressions dans les cavités avant et arrière et le déplacement du centre de la surface de PVDF (coté cavité arrière) et le déplacement du centre de la surface rayonnante de la mousse (coté cavité avant).

Sur chaque graphe on trace les résultats obtenus avec six combinaisons de paramètres (ta-

bleau E.2). η a été ajusté au mieux mais nous ne présentons pas l'analyse ici. ν a été fixé arbitrairement à 0,4.

paramètres	1	2	3	4	5	6	unités
E	8e8	1e9	1.2e9	1e9	1e9	1e9	$N.m^{-2}$
ρ	1300	1300	1300	800	1000	1500	$Kg.m^{-3}$
η	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	SU
ν	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	0.4	SU

TABLE E.2 Les 6 combinaisons de paramètres mécaniques

E.2.1 Modèles numériques utilisés pour l'étude paramétrique

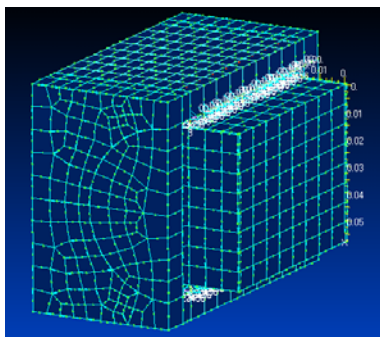


FIGURE E.1 Maillage de la cellule1 avec flasque en petite cavité : 10165 noeuds ; 480 éléments poreux ; 128 éléments piézo et autant de collage ; 1472 éléments fluides

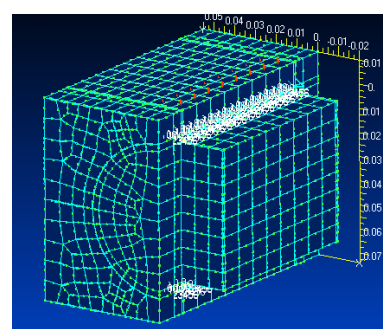


FIGURE E.2 Maillage de la cellule1 sans flasques en petite cavité : 11399 noeuds ; 492 éléments poreux ; 128 éléments piézo et autant de collage ; 1832 éléments fluides

Dans les modèles numériques, le collage est modélisé par une coque élastique. On ne tient pas compte d'un éventuel comportement viscoélastique de la coque. On considère que le film de PVDF est parfaitement collé à la mousse.

Le PVDF est encastré au niveau des mors électriques (translations et rotations bloquées). Pour le modèle avec flasques on bloque les translations des noeuds coïncidents entre les flasques et le PVDF. Les flasques sont parfaitement rigides et réfléchissants et sont modélisés par un vide d'élément. Une couche d'air de 1mm est modélisée entre le flasque et la mousse. D'une part car cette couche d'air existe en réalité et d'autre part car cela simplifie grandement les conditions limites à imposer sur la mousse.

E.2.2 Résultats de l'étude paramétrique

Cellule 1 avec flasques ; éléments poreux orthotropes

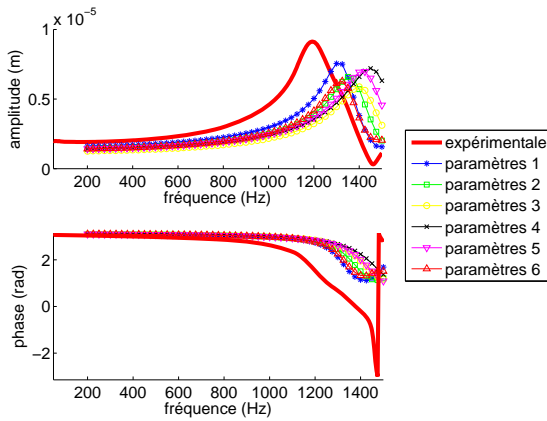


FIGURE E.3 Déplacement de la mousse

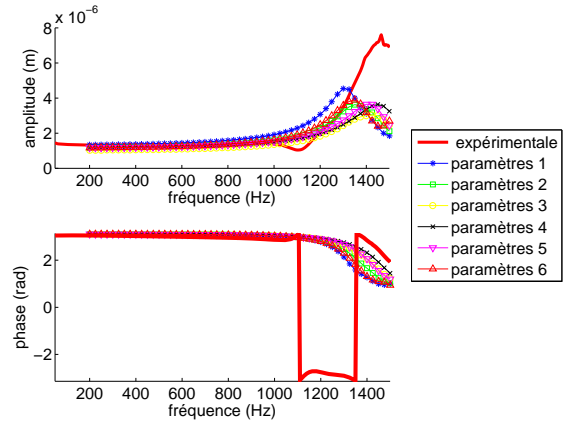


FIGURE E.4 Déplacement du PVDF

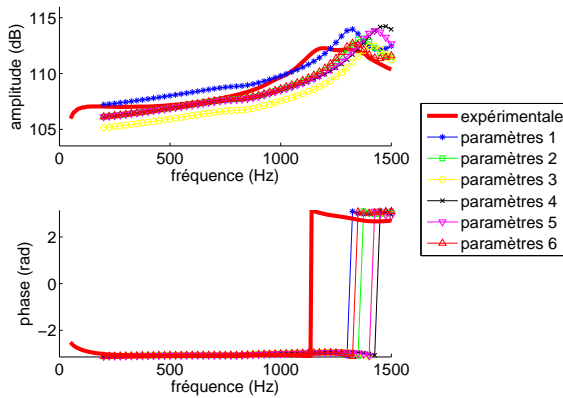


FIGURE E.5 Pression coté mousse

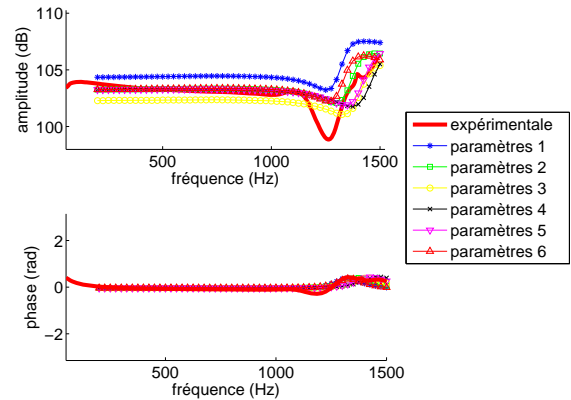


FIGURE E.6 Pression coté PVDF

Cellule 1 sans flasques ; éléments poreux orthotropes

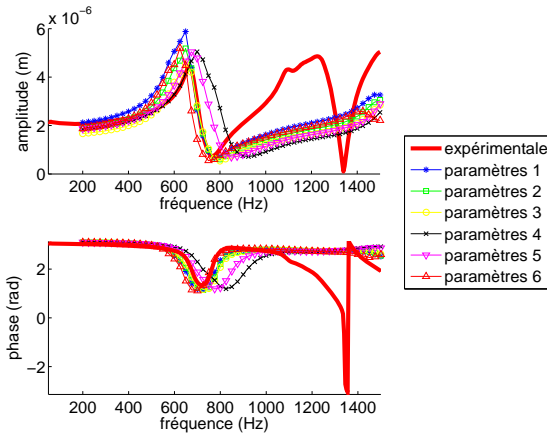


FIGURE E.7 Déplacement de la mousse

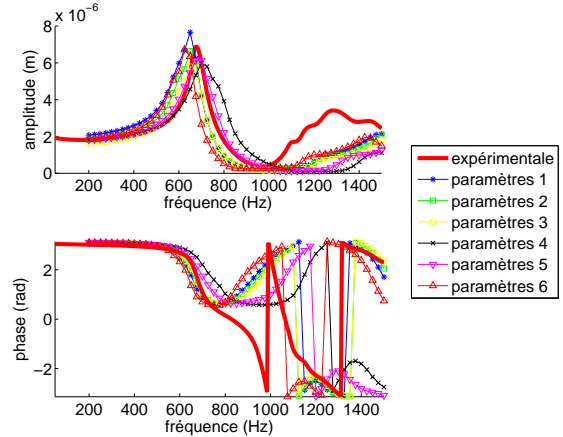


FIGURE E.8 Déplacement du PVDF

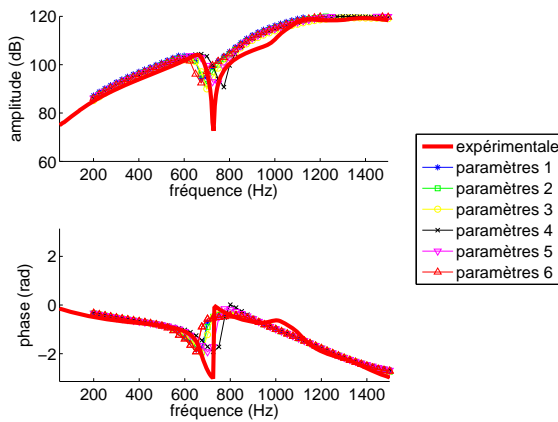


FIGURE E.9 Pression coté mousse

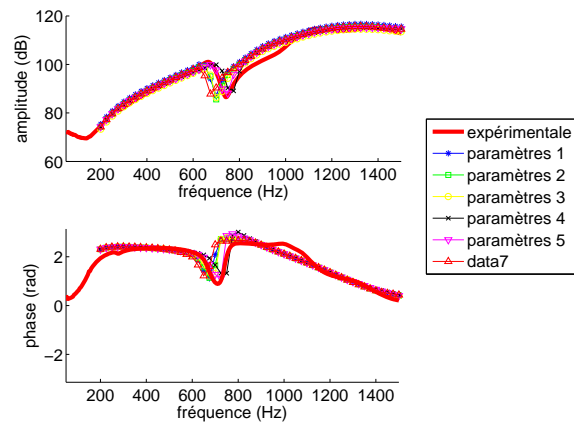


FIGURE E.10 Pression coté PVDF

E.2.3 Analyse de l'étude paramétrique

On peut observer trois phénomènes majeurs qui vont nous conduire à faire des compromis. Le premier est que la masse volumique de la coque modélisant le collage influe davantage sur les fréquences que la raideur de la coque. La raideur quant à elle a une influence directe sur l'amplitude de déplacement et donc indirectement sur le niveau de pression. Plus la rigidité est importante et plus l'amplitude de déplacement est faible.

D'un point de vue expérimental, pour le modèle avec flasques le premier mode de résonance pour la mousse n'est pas à la même fréquence que celui du PVDF. Après avoir cru à une

anomalie de mesure, je me suis aperçu que ce phénomène apparaissait avec toutes les autres cellules.

Enfin, le comportement vibratoire et acoustique des cellules est très différent avec ou sans flasque. En première observation, l'amplitude de la pression rayonnée avec les cellules sans flasques est plus faible aux basses fréquences et supérieure aux hautes fréquences. L'observation importante est que pour un même jeu de paramètres (1 par exemple), le premier pic de déplacement de la mousse en modèle orthotrope est trop haut en fréquence pour le modèle avec flasque et trop bas en fréquence pour le modèle sans flasque. Ceci nous indique que la modélisation que nous faisons des conditions limites sur les flasques est trop rigide par rapport à la réalité. Dans la modélisation, on bloque toutes les translations du PVDF au niveau des flasques, les rotations étant laissées libres. Il semblerait que cette condition ne traduise pas parfaitement la réalité sur les prototypes et que la condition soit plutôt une condition élastique. Nous avons essayé d'obtenir une condition d'encastrement expérimentalement avec de la colle très puissante, mais il semble que ça ne soit pas suffisant. Un vrai encastrement pourrait toutefois être réalisé à l'aide de mords, mais la cellule n'a pas été prévue pour intégrer de tels mords et nous devons en rester au constat qu'expérimentalement, la condition limite entre le PVDF et les flasques se trouve quelque part entre la condition libre et l'encastrement partiel. Partant de ce constat il nous faut donc faire un compromis. Nous choisissons donc de conserver le jeu de paramètres qui soit légèrement trop souple (ou trop dense) pour le cas sans flasque et légèrement trop raide (ou peu dense) pour le cas avec flasques. D'autre part un critère important pour nous est de respecter l'amplitude de déplacement de la mousse et du PVDF ainsi que de la pression rayonnée. La pression est, à ce titre, moins dangereuse à utiliser car elle est l'expression du déplacement quadratique moyen de la surface de la mousse ou du PVDF alors que les déplacements que nous présentons sont les déplacements en un point qui peuvent être largement affectés par une anomalie locale de fabrication.

En conclusion le jeu de paramètres qui permet de faire les compromis énoncés ci-dessus semble être le jeu de paramètres 2 (courbes vertes). Même si les résultats obtenus ne sont pas parfaits avec ce jeu de paramètres, nous les conserverons pour la suite de l'étude. On peut d'hors et déjà noter qu'une validation précise et poussée du comportement local des cellules s'avère extrêmement difficile compte-tenu des différentes incertitudes sur les conditions aux limites du montage et de la qualité de la réalisation des mousses. Nous n'avons pas encore parlé de cette incertitude, mais elle semble aussi relativement importante. En effet, la moindre erreur de collage nous éloigne considérablement de la modélisation idéale que nous faisons.

paramètres	valeur	unités
E	1e9	$N.m^{-2}$
ρ	1300	$Kg.m^{-3}$
η	0.1	SU
ν	0.4	SU

TABLE E.3 Paramètres mécaniques du collage

ANNEXE F

MESURE DE L'ABSORPTION

F.1 Méthode de mesure de l'absorption

Les mesures d'absorption sont effectuées dans un tube d'impédance, en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane. La fréquence de coupure du tube est de 2200Hz. Le tube supporte à une de ses extrémités une cavité d'excitation composée de deux hauts parleurs face à face et à l'autre extrémité la cellule de smart foam.

La cavité d'excitation émet une onde plane acoustique qui se propage dans le tube jusqu'à la cellule de smart foam. Une partie de l'onde acoustique est absorbée dans le matériau tandis que l'autre partie est réfléchi à l'intérieur du tube, formant ainsi un système d'onde stationnaire. Le champ acoustique à l'intérieur du tube se décompose donc en une partie propagative, correspondant à la fraction d'énergie absorbée par la cellule et une partie stationnaire, correspondant aux réflexions aux deux extrémités du tube (cavité d'excitation et smart foam).

La méthode employée pour la mesure de l'absorption est la technique du doublet microphonique. Elle permet de mesurer la partie propagative de l'onde et d'estimer le coefficient de réflexion qui donne accès directement au coefficient d'absorption dans l'hypothèse d'onde plane.

Connaissant la fonction de transfert entre les deux microphones $H_{21} = \frac{P_2}{P_1}$, la distance séparant ces deux microphones d_{12} et la distance séparant la surface à mesurer et le microphone le plus éloigné de cette même surface L_1 (le microphone 1 est le plus éloigné de la surface), il est aisé de calculer le coefficient de réflexion avec la relation classique suivante :

$$R = \frac{H_{21} - e^{-i.k.d_{12}}}{e^{i.k.d_{12}} - H_{21}} \cdot e^{2.i.k.L_1} \quad (\text{F.1})$$

avec k le nombre d'onde. **La convention employée est $e^{+j\omega t}$.**

Le coefficient d'absorption s'obtient alors en appliquant la relation :

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (\text{F.2})$$

La relation (F.1) suppose que les microphones soient parfaitement identiques ce qui n'est jamais le cas en pratique. Pour pallier ce problème, une pondération est appliquée sur le signal fourni par l'un des microphones afin que sa sensibilité, en amplitude et en phase, soit équivalente à celle de l'autre microphone que l'on aura choisi comme référence.

Pour obtenir une précision satisfaisante sur la plage de fréquences [50Hz-1500Hz], nous avons opté pour l'utilisation de plusieurs doublets microphoniques ayant chacun une plage d'utilisation déterminée par leur espacement intermicrophonique (cf Tab F.1). Le tube est équipé de 5 microphones omnidirectionnels répartis dans sa longueur (cf figure F.1). Parmi les différentes combinaisons possibles, seuls 4 doublets sont utilisés (1-2, 2-3, 3-4, 4-5). Pour compenser l'erreur de phase entre les microphones, le microphone 2 a été choisi comme référence et une pondération a été appliquée sur les signaux mesurés par les quatre autres microphones. Cette pondération est obtenue en mesurant les fonctions de transfert en sinus pur entre le microphone 2 et les autres microphones pour les positions de mesure et en permutant un par un les microphones avec le microphone 2.

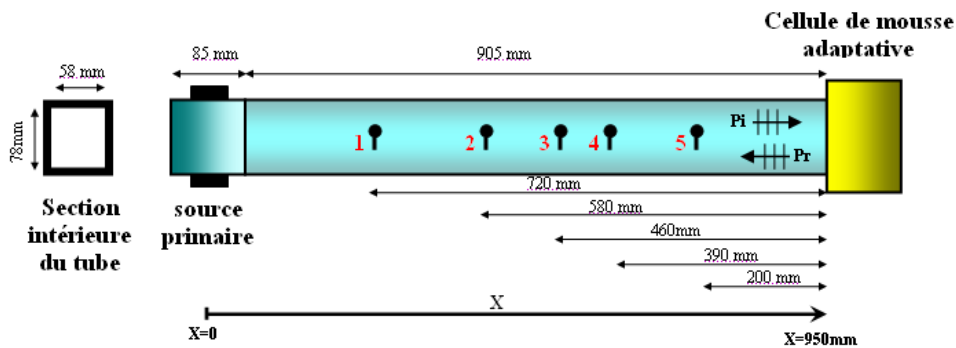


FIGURE F.1 Positions des microphones de mesure dans le tube

De 50Hz à 500Hz, le coefficient d'absorption est le résultat de la moyenne des coefficients d'absorption obtenus avec les doublets 1-2 et 4-5. De 500Hz à 1000Hz, il est calculé en moyennant les mesures obtenues avec les doublets 2-3 et 3-4. Au dessus de 1000Hz, le coefficient d'absorption est obtenu directement avec le doublet 3-4. Le fait d'utiliser deux doublets au des-

doublet (mic1-mic2)	distance intermicrophonique (cm)	plage de fréquences de mesure (Hz)
1 – 2	14	[50-1200]
2 – 3	12	[60-1400]
3 – 4	7	[100-2400]
4 – 5	19	[35-900]

TABLE F.1 Plage de validité des doublets microphoniques

sous de 1000Hz permet de moyennner les erreurs de mesure dans les basses fréquences, là où la mesure est plus sensible.

F.2 Fréquence de coupure et ondes évanescentes

La longueur du tube n'a aucune influence sur la fréquence de coupure du tube. Seule la section a une importance. Le tube que nous avons réalisé est un tube de section rectangulaire : $L1 = 78\text{mm}$ x $L2 = 58\text{mm}$.

La pression rayonnée peut s'exprimer en décomposition sur la base modale des modes propres φ_{mn} du guide d'onde :

$$p_{ray}(\underline{x}) = \sum_{m,n} B_{mn} \varphi_{mn}(x_1, x_2) e^{jk_{mn}x_3} \quad (\text{F.3})$$

avec $\underline{x} = (x_1, x_2, x_3)$ et B_{mn} les amplitudes modales explicitées plus bas.

Pour un guide d'onde rectangulaire de section $L1 \times L2$, les vecteurs propres sont donnés par : $\varphi_{mn} = \cos(\frac{m\pi x_1}{L1}) \cos(\frac{n\pi x_2}{L2})$ et les nombres d'ondes correspondant dans la direction x_3 prennent les valeurs : $k_{mn}^2 = k^2 - (\frac{m\pi}{L1})^2 - (\frac{n\pi}{L2})^2$ où k est le nombre d'onde de l'excitation plane incidente.

On cherche donc la plage de fréquence pour laquelle seuls les modes plans sont propagatifs. Il faut alors tenir compte de la fréquence de coupure du tube. Le nombre d'onde s'écrit comme suit : $k_{mn}^2 = k^2 - (\frac{m\pi}{L1})^2 - (\frac{n\pi}{L2})^2$. On voit que k_{mn}^2 peut être positif ou négatif ce qui implique respectivement k_{mn} réel ou imaginaire. Si k_{mn} est imaginaire alors le mode mn est évanescent. Il est impératif de se placer dans le cas de figure où tous les modes non plans sont évanescents.

C'est à dire en dessous de la fréquence de coupure du tube donnée par :

$$f_c = \frac{c}{2L} \quad (\text{F.4})$$

avec c , la célérité de l'onde dans le fluide et L la plus grande de longueur caractéristique de la section ($L \geq L1, L2$)

Dans le cas de notre tube la fréquence de coupure à 20 degrés Celcius est donc :

$$f_c = \frac{343.5}{2 * 0.078} = 2202 \text{Hz} \quad (\text{F.5})$$

Les modes évanescents ne se propagent pas mais ils ont une influence locale non négligeable à proximité des sources, des discontinuités et des surfaces réfléchissantes.

Pour avoir une décroissance de 1/100 de toutes les ondes évanescentes, on cherche X , la distance à la source telle que $e^{jk_{mn}X} = 1/100$ à la fréquence maximale de 1500Hz :

$$X = \frac{-\ln(100)}{j\sqrt{(\frac{\omega}{c})^2 - (\frac{m\pi}{L1})^2 - (\frac{n\pi}{L2})^2}} = \frac{-\ln(100)}{j\sqrt{(\frac{2*\pi*1500}{343.5})^2 - (\frac{\pi}{0.078})^2}} = 0.156 \text{m} \quad (\text{F.6})$$

Le premier mode mode plan aura une décroissance de 1/100 à 0.156m de la source à 1500Hz. Pour les modes d'ordre supérieur cette distance sera inférieure. De même si on réduit la fréquence la distance minimale X sera inférieure.

Les microphones doivent être placés à plus de 0.16m des extrémités du tube.

F.3 Contenu modal, critère de précision et position des microphones

Pour pouvoir effectuer des mesures correctes, les microphones ne doivent pas être placés sur des noeuds de résonance du tube. De plus, la distance séparant les deux microphones d'un doublet détermine la plage de fréquence d'utilisation. La dimension du tube a une influence directe sur le contenu modal de ce dernier. Plus le tube est grand et plus il y aura de modes dans une plage de fréquence donnée et plus le placement des microphones peut s'avérer compliqué. Toutefois, plus le tube est grand et plus l'anticipation du contrôle adaptatif peut être importante. Si le tube est trop petit, on manque alors de place pour mettre plusieurs doublets. Il y a donc un compromis à faire entre la taille du tube et la facilité d'exécuter le contrôle.

F.3.1 Position des noeuds

Le tableau (F.2) ci dessous donne la position des noeuds de résonance pour un tube de 1 mètre. L'extrémité du tube supportant la smart foam est considérée comme étant rigide, ce qui est une approximation. Bien que le tube mesure effectivement 99cm, nous prendrons un tube de 1mètre.

Mode	Fréquence (Hz)	Position des noeuds en mètre (par rapport à une des extrémités)
1	343.5	0.5
2	515	0.25 ; 0.75
3	687	0.166 ; 0.5 ; 0.833
4	859	0.125 ; 0.375 ; 0.625 ; 0.875
5	1030	0.1 ; 0.3 ; 0.5 ; 0.7 ; 0.9
6	1202	0.083 ; 0.25 ; 0.416 ; 0.583 ; 0.75 ; 0.916
7	1374	0.071 ; 0.214 ; 0.357 ; 0.5 ; 0.642 ; 0.785 ; 0.928

TABLE F.2 Plage de validité des doublets microphoniques

Les positions à éviter de la zone des ondes évanescentes (<0.16m) sont : 0.166m ; 0.214m ; 0.25m ; 0.3m ; 0.375m ; 0.5m ; 0.583m ; 0.625m ; 0.642m ; 0.75m ; 0.785m ; 0.833m.

F.3.2 Critère de précision et plage d'utilisation

Dans les basses fréquences, ce qui limite la précision c'est l'écart de phase entre les microphones. On fixe un écart minimal de 7degrés. Pour pouvoir mesurer à partir de 50Hz, la distance entre les microphones doit être d'au moins : $d_{12} > \frac{7.c}{360.f} = 0.133m$.

La limite haute fréquence est fixée par l'indétermination sur l'évaluation du coefficient de réflexion quand $e^{i.k.d_{12}} - H_{21} = 0$ soit $kd_{12} = m\pi$ avec m entier naturel non nul. Par exemple pour que le doublet soit valide jusqu'à 1500Hz, il faut que : $d_{12} < \pi/(2\pi 1500) = 0.114m$

Ces deux critères font apparaître le fait qu'il est impossible d'avoir un unique doublet microphonique pour évaluer l'absorption sur la plage de fréquence [50-1500Hz].

Nous avons donc choisi d'utiliser plusieurs doublets microphoniques complémentaires ayant

chacun une plage d'utilisation déterminée par les deux précédents critères (tableau F.1 rappelé ici).

Remarque : le plan de référence change pour chaque doublet car ce plan est associé au microphone du doublet le plus éloigné de la surface à mesurer. Ceci n'est pas forcément idéal car il y a alors une incertitude sur toutes les distances entre les microphones et la surface à mesurer. Toutefois, cela permet de prendre la mesure à plusieurs endroits du tube. Le moyennage sur les coefficient d'absorption vient moyennner ces erreurs.

F.4 Discussion sur les fuites

Les fuites sont un des problèmes principaux lorsqu'on réalise des mesures aux basses fréquences. En hautes fréquences ce problème est moins drastique car il y a plus de source de dissipation et la résistance à l'écoulement dans la fuite devient très grande compte-tenu des vitesses acoustiques.

Il y a plusieurs sources de fuites possibles. La première et la principale source de fuite se trouve dans le montage de la smart foam dans la cellule active. L'étanchéité entre les flasque, les mors et le PVDF est particulièrement dure à réaliser. Les fuites éventuelles créent un court circuit acoustique entre le tube et la cavité arrière. Ces fuites pénalisent le rayonnement des cellules dans les basses fréquences. La conception et le montage des cellule de smart foam pourraient être amélioré. La deuxième source de fuite peut être dans le montage des microphones. Les portes-microphone ne sont en général pas parfaitement étanches. Ce type de fuite peut perturber la mesure de pression du microphone et introduire des biais. On peut toutefois essayer de limiter les fuites en utilisant de la graisse de silicone pour monter les microphones. Ceci est à réaliser avec beaucoup de précaution car de la graisse sur la membrane d'un microphone le rendrait immédiatement inutilisable. Une autre source de fuite réside dans le tube lui même. Dans le cas de cette étude, le tube à été réalisé à partir d'assemblage de panneaux de bois MDF. Le bois est un matériau qui travaille et qui comporte une certaine porosité. Même si le bois a été verni et collé proprement, il se peut que des fuites très difficiles à repérer apparaissent. L'autre type de fuite réside dans tous les assemblages des sous-parties (cavité excitatrice, HP, cellule active). On peut assez bien limiter les fuites en utilisant de la graisse de silicone qui assure une bonne étanchéité des partie à assembler.

F.5 Calcul d'incertitude sur le coefficient d'absorption

La mesure de l'absorption dans un tube est délicate et est soumise à aux incertitudes sur la température, le positionnement des microphones, de l'échantillon et la précision des microphones ou plus exactement de la fonction de transfert. Nous allons préalablement calculer l'incertitude sur la mesure du coefficient de réflexion, puis nous en déduisons l'incertitude sur l'absorption.

F.5.1 Incertitude sur le coefficient de réflexion R

On part de l'expression du coefficient de réflexion donnée ci-dessous.

$$R(H_{21}, k, d_{12}, L_1) = \frac{H_{21} - e^{-i.k.d_{12}}}{e^{i.k.d_{12}} - H_{21}} \cdot e^{2.i.k.L_1} \quad (\text{F.7})$$

avec d_{12} la distance intermicrophonique, k le nombre d'onde, L_1 la distance entre la surface à mesurer et le micro le plus éloigné de cette surface. $H_{21} = P_2/P_1$ est la fonction de transfert entre le micro 2 et le micro 1.

Le coefficient de réflexion R dépend des mesures de H_{21}, k, d_{12} et L_1 . Nous allons estimer l'incertitude absolue de R par rapport à l'incertitude sur ces mesures en utilisant la règle de chaîne des dérivées partielles.

$$dR = \underbrace{\frac{\partial R}{\partial H_{21}}}_{\theta_{H_{21}}} dH_{21} + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial k} \frac{\partial k}{\partial T}}_{\theta_T} dT + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial d_{12}}}_{\theta_{d_{12}}} dd_{12} + \underbrace{\frac{\partial R}{\partial L_1}}_{\theta_{L_1}} dL_1 \quad (\text{F.8})$$

avec dH_{21}, dT, dd_{12} et dL_1 respectivement les incertitudes sur la fonction de transfert, la température, la distance intermicrophonique et la distance entre l'échantillon et le micro 1.

Les $\theta_{H_{21}}, \theta_T, \theta_{d_{12}}$ et θ_{L_1} représentent les poids relatifs de ces incertitudes dans le calcul de R.

Nous allons donc calculer les θ . Nous ne donnons ici que les expressions des θ après développement.

$$\theta_{H_{21}} = 2i \frac{\sin(kd_{12})}{(e^{i.k.d_{12}} - H_{21})^2} \cdot e^{2.i.k.L_1} \quad (\text{F.9})$$

$$\theta_T = \frac{\partial R}{\partial k} \frac{\partial K}{\partial T}.$$

Calculons premièrement $\frac{\partial R}{\partial K}$

$$\frac{\partial R}{\partial k} = \frac{-2id_{12}H_{21}e^{2ikL_1}\cos(kd_{12}) + 2ie^{2ikL_1}(d_{12}-L_1) - 4H_{21}L_1e^{2ikL_1}\sin(kd_{12})}{(e^{ikd_{12}} - H_{21})^2} - \frac{2iL_1H_{21}^2e^{2ikL_1}}{(e^{ikd_{12}} - H_{21})^2} \quad (\text{F.10})$$

L'expression de $\frac{\partial K}{\partial T}$ dépend de l'expression que l'on choisit pour k . Nous choisissons une expression assez simple qui néglige les pertes viscothermiques. $K = \frac{\omega}{C_0} = \frac{\omega}{\sqrt{\gamma R_{air} T}}$, avec $R_{air} = 287 \text{ J/Kg/K}$, la constante spécifique de l'air, $\gamma = 1,4$ le coefficient adiabatique de l'air et T la température en Kelvin.

Le calcul de $\frac{\partial K}{\partial T}$ donne :

$$\frac{\partial K}{\partial T} = -\frac{1}{2} \frac{\omega \gamma R_{air}}{C_0^3} \quad (\text{F.11})$$

Le calcul de $\theta_{d_{12}}$ donne :

$$\theta_{d_{12}} = \frac{-ikH_{21}\cos(kd_{12})e^{2ikL_1}}{(e^{2ikd_{12}} - H_{21})^2} \quad (\text{F.12})$$

Le calcul de θ_{L_1} donne :

$$\theta_{L_1} = 2ikR \quad (\text{F.13})$$

Les incertitudes absolues sur d_{21} , L_1 et T sont facilement évaluables en fonction du reglet et du thermomètre utilisé. Par contre l'incertitude sur H_{21} est plus délicate à évaluer. Elle dépend de la méthode de mesure utilisée (nombre de moyennage, sinus ou bruit blanc...). Elle dépend aussi de la précision des microphones, bien que ce dernier paramètre soit en partie compensable par la méthode employée.

F.5.2 Incertitude sur le coefficient d'absorption

Avec l'hypothèse d'onde plane, l'incertitude sur le coefficient d'absorption est directement déduite de l'incertitude sur le coefficient de réflexion :

$$d\alpha = \underbrace{\frac{\partial\alpha}{\partial R}}_{\theta_R} dR \quad (\text{F.14})$$

avec le coefficient d'absorption α défini comme suit :

$$\alpha = 1 - |R|^2 \quad (\text{F.15})$$

On peut aisément calculer θ_R :

$$\theta_R = -2R \quad (\text{F.16})$$

Finalement, l'incertitude absolue sur le coefficient d'absorption s'écrit :

$$d\alpha = -2R.(\theta_{H_{21}}dH_{21} + \theta_TdT + \theta_{d_{12}}dd_{12} + \theta_{L_1}dL_1) \quad (\text{F.17})$$

On peut tout de suite constater que plus le coefficient de réflexion est grand et plus l'incertitude sur l'absorption l'est aussi.

ANNEXE G

DÉTAIL DE L'ÉTUDE SUR LA LINÉARITÉ DE L'AMPLIFICATEUR CAPACITIF ET DES PROTOTYPES DE MOUSSE ADAPTATIVE

G.1 Complément sur la linéarité de l'amplificateur Trek

Le graphe G.1 présente le gain de l'amplificateur mesuré avec la mousse adaptative de type 1 à ses bornes de sortie et avec en entrée une tension de 0.7 Volt rms. La mesure a été faite en sinus pur sur la plage de fréquence 50-1500Hz par pas de 5Hz.

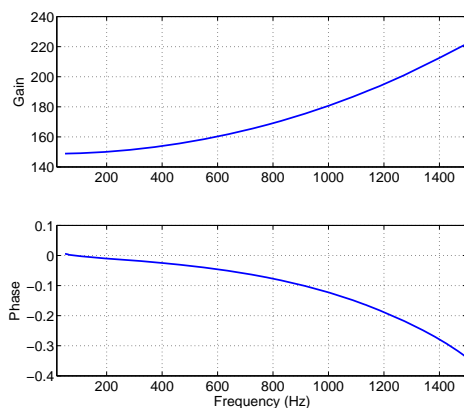


FIGURE G.1 Gain de l'ampli capacitif avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie

Le gain de l'amplificateur n'est pas constant en fonction de la tension d'entrée sur toute la plage de fréquences. Il y a aussi une forte variabilité du gain en fonction de la capacité aux bornes de sortie et donc du type de mousse adaptative utilisée. Les graphes (G.4,G.7,G.10) donnent le gain de l'amplificateur capacitif pour chaque mousse adaptative utilisée et pour différentes tensions d'entrée sur la plage de fréquence [200-1500Hz].

Les courbes donnant le niveau de distorsion (G.2,G.5,G.8)et la linéarité (G.3,G.6,G.9)de la réponse et le gain à différentes tension d'entrée pour chacun des trois prototypes de mousse adaptative sont données ci dessous. Le niveau de distorsion est donné en dB. Les tensions d'entrée et de sortie sont données en Volt rms.

G.1.1 Avec la mousse adaptative de type 1

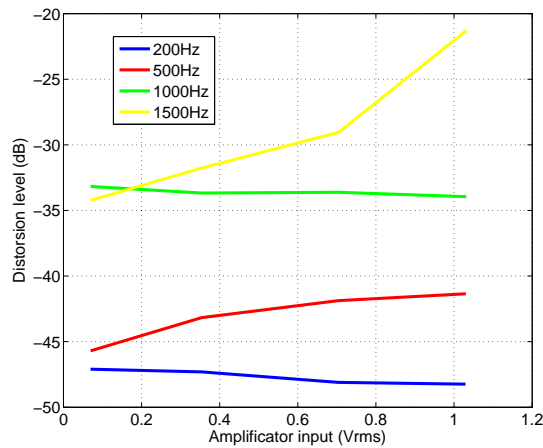


FIGURE G.2 Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie

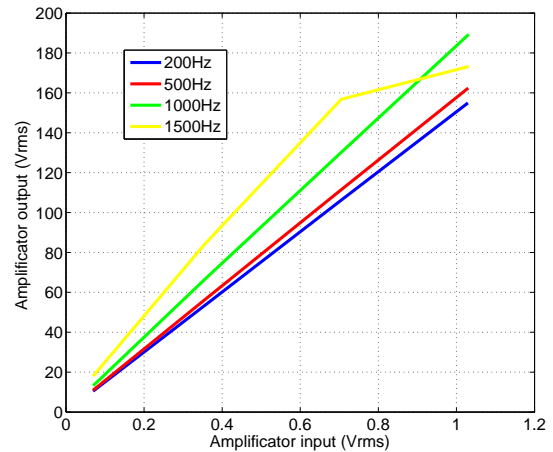


FIGURE G.3 Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 1 aux bornes de sortie

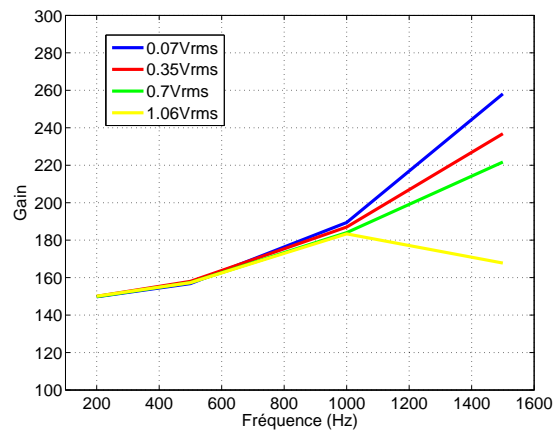


FIGURE G.4 Gain de l'amplificateur capacitif **avec la mousse adaptative de type 1** aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée

G.1.2 Avec la mousse adaptative de type 2

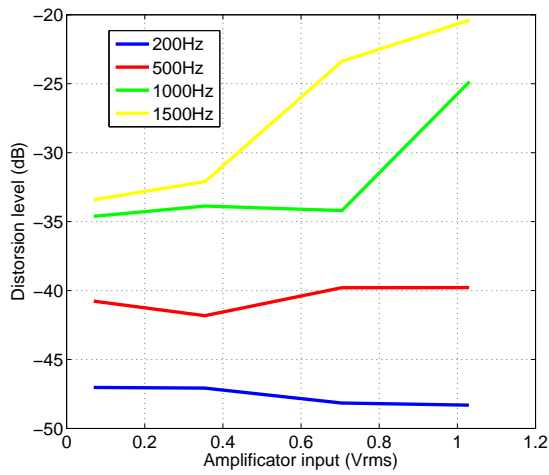


FIGURE G.5 Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie

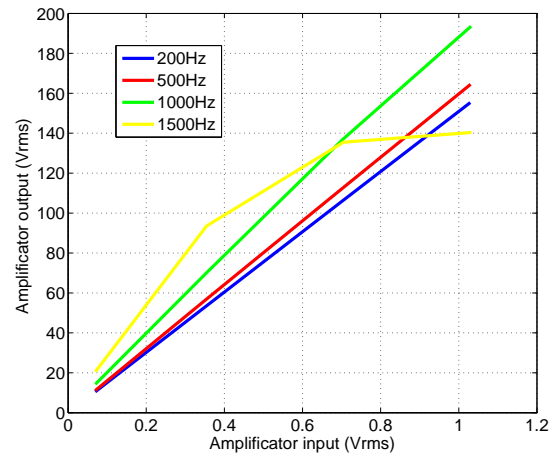


FIGURE G.6 Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie

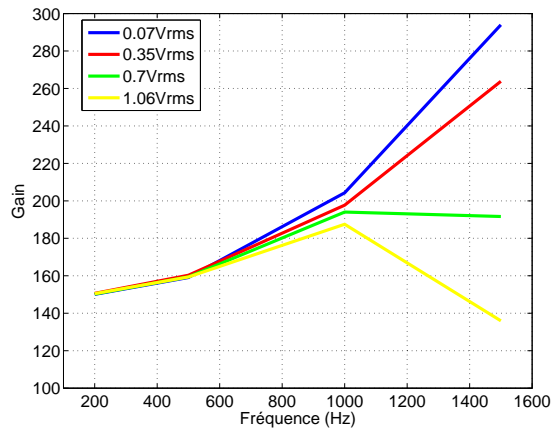


FIGURE G.7 Gain de l'amplificateur capacitif avec la mousse adaptative de type 2 aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée

G.1.3 Avec la mousse adaptative de type 3

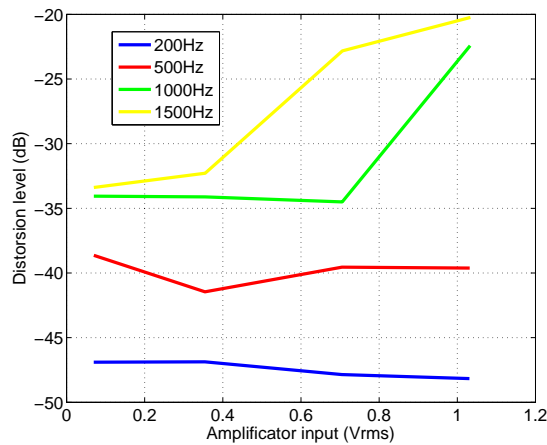


FIGURE G.8 Niveau de distorsion de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie

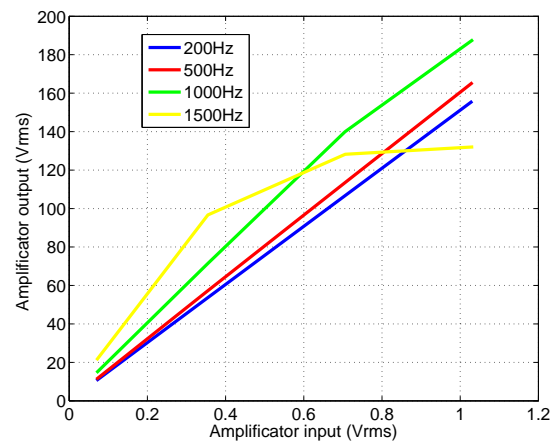


FIGURE G.9 Tension de sortie de l'amplificateur capacitif en fonction de la fréquence et de la tension d'entrée avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie

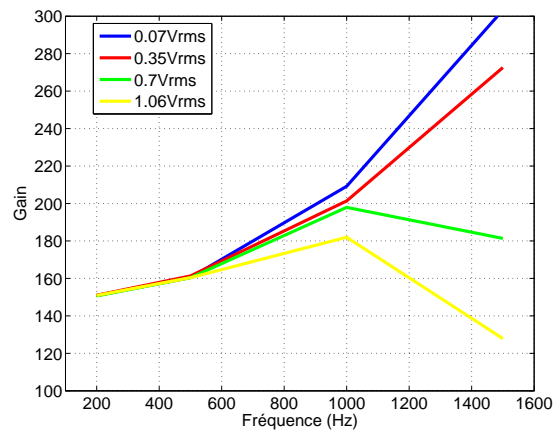


FIGURE G.10 Gain de l'amplificateur capacitif avec la mousse adaptative de type 3 aux bornes de sortie en fonction de la fréquence pour différentes tensions d'entrée

G.2 Linéarité des prototypes de mousse adaptative

Chaque prototype a une géométrie différente et une réponse en fonction de l'amplitude et de la fréquence relativement différente. Nous avons fait le choix de présenter ici les niveaux de

distorsion mesurés devant la mousse en champ proche (100mm de la surface de la mousse) et dans la cavité arrière de la cellule, en fonction de la fréquence et de l'amplitude d'alimentation de la mousse adaptative. Les points se trouvant au delà de la limite de linéarité en fréquence ou tension de l'amplificateur ont été retirés des courbes de résultat.

Dans la cavité arrière et à basses fréquences, la pression devrait être proportionnelle au déplacement. En champ libre, la pression est sensée être proportionnelle à l'accélération. Afin de se donner une base commune de comparaison, nous allons exprimer le niveau de distorsion non pas avec la pression mais en extrapolant la vitesse de la pression en champ libre et en cavité.

En cavité et en basses fréquences, la pression peut s'écrire :

$$p = \frac{\rho_0 c^2}{j\omega V Q} \quad (\text{G.1})$$

avec, ρ_0 la densité de l'air, c la célérité de l'onde acoustique, ω la pulsation, V le volume et Q le débit.

D'où

$$Q_{ar} = \frac{j\omega V}{\rho_0 c^2} P_{ar} \implies \langle V_{ar} \rangle \propto \sum (h_n * n)^2 \quad (\text{G.2})$$

avec Q_{ar} le débit arrière, P_{ar} la pression dans la cavité arrière, $\langle V_{ar} \rangle$ la vitesse quadratique équivalente du PVDF à l'arrière, h_n les amplitudes des composantes harmoniques de la pression.

En champ libre, la pression peut s'écrire :

$$p = j\omega \rho_0 Q \quad (\text{G.3})$$

D'où

$$Q_{av} = \frac{1}{j\omega \rho_0} P_{av} \implies \langle V_{av} \rangle \propto \sum (h_n/n)^2 \quad (\text{G.4})$$

Dans la cavité arrière, le niveau de distorsion peut être exprimé par extrapolation de la vitesse comme suit :

$$\tau_{dist} = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum_{n=1}^{n=na} h_n^2 / n^2}{\sum_{n=2}^{n=na} h_n^2 / n^2} \right) \quad (\text{G.5})$$

En champ libre, le niveau de distorsion peut être exprimé par extrapolation de la vitesse comme suit :

$$\tau_{dist} = 10 \log_{10} \left(\frac{\sum_{n=1}^{n=na} h_n^2 * n^2}{\sum_{n=2}^{n=na} h_n^2 * n^2} \right) \quad (\text{G.6})$$

Les niveaux de distorsion ainsi exprimés devraient être comparables pour la cavité avant et la cavité arrière avec les hypothèses suivantes. Le champ avant doit être un champ lointain pour respecter l'équivalence entre pression et accélération. Les relations de débit sont uniquement valables dans les basses fréquences.

Les figures présentées pour chaque mousse adaptative sont les niveaux de distorsion dans la cavité avant et dans la cavité arrière calculés à partir de la pression et la comparaison des niveaux de distorsion des cavités avant et arrière exprimé à partir de l'extrapolation de la vitesse. Ces niveaux de distorsion sont exprimés en dB et sont donnés en fonction de la tension d'alimentation de la mousse adaptative.

G.2.1 Mousse adaptative 1

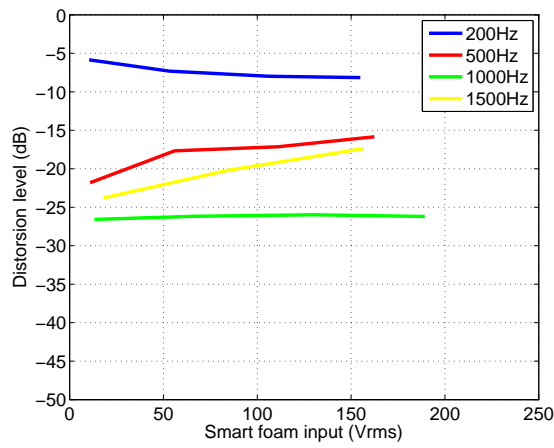


FIGURE G.11 Niveau de distorsion mesuré en **champ libre à 10cm** devant la mousse adaptative de type 1 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

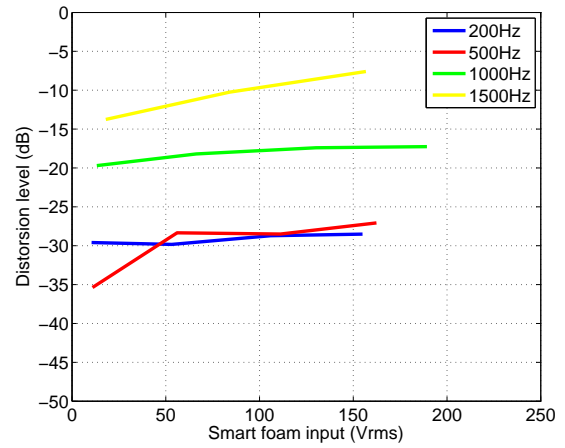


FIGURE G.12 Niveau de distorsion mesuré **dans la cavité arrière** de la mousse adaptative de type 1 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

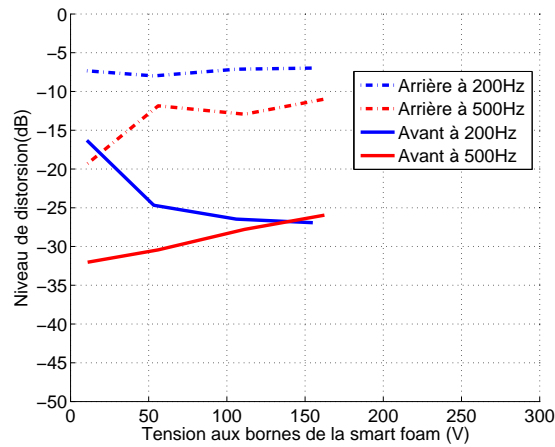


FIGURE G.13 Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 1

G.2.2 Mousse adaptative 2

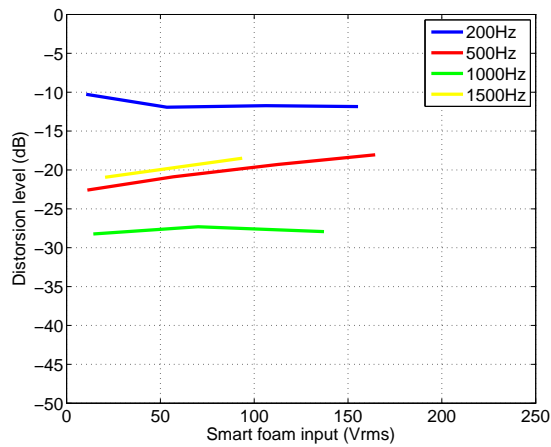


FIGURE G.14 Niveau de distorsion mesuré en **champ libre à 10cm** devant la mousse adaptative de type 2 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

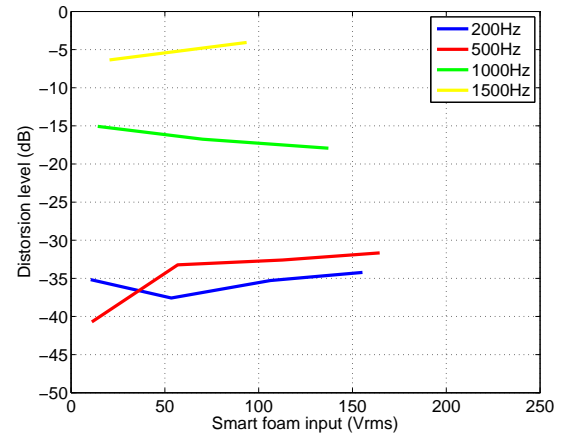


FIGURE G.15 Niveau de distorsion mesuré **dans la cavité arrière** de la mousse adaptative de type 2 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

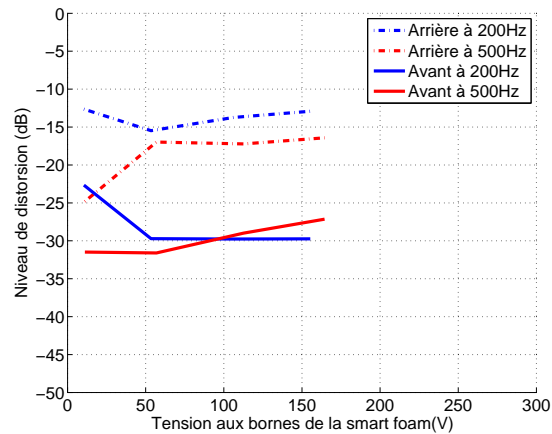


FIGURE G.16 Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 2

G.2.3 Mousse adaptative 3

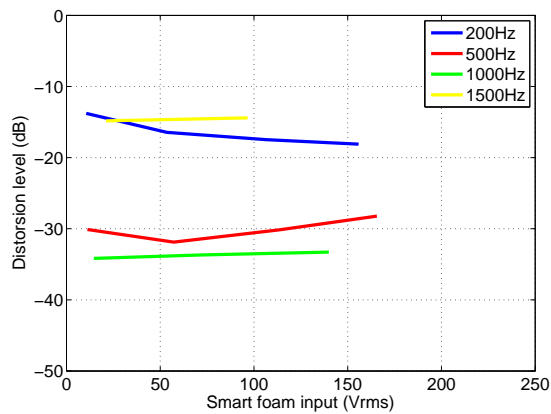


FIGURE G.17 Niveau de distorsion mesuré en **champ libre à 10cm** devant la mousse adaptative de type 3 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

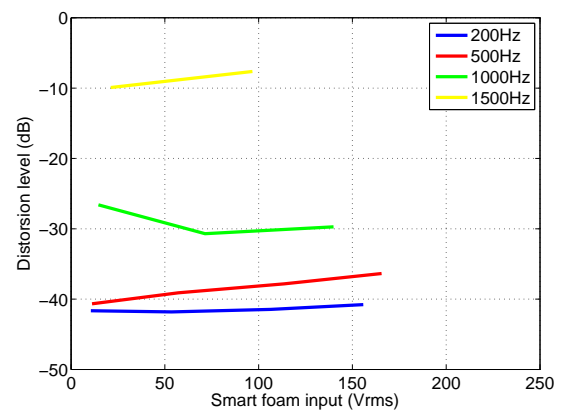


FIGURE G.18 Linéarité de la pression rayonnée **dans la cavité arrière** de la mousse adaptative de type 3 en fonction de la fréquence et de la tension d'alimentation

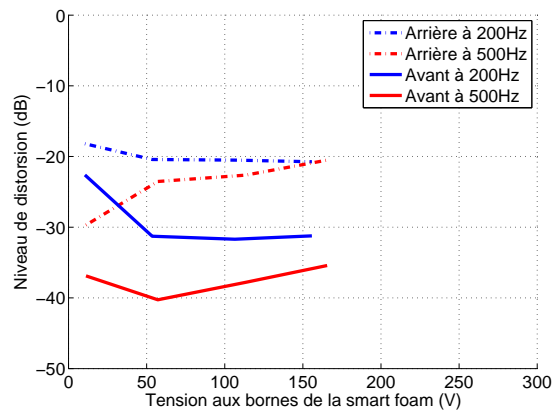


FIGURE G.19 Niveau de distorsion calculé à partir de l'extrapolation de la vitesse acoustique pour la mousse adaptative 3

Dans les courbes présentées ci dessus, les points correspondant au domaine non linéaire de l'amplificateur ont été retirés.

Les courbes données ci dessus sont assez riches d'information. La distorsion en champ libre nous renseigne sur la plage d'utilisation des mousses adaptatives. En général les transducteurs se comportent de la manière suivante. Le niveau de distorsion est important en dessous d'une limite basses fréquences et au dessus d'une limite hautes fréquences. Il est faible entre ces deux

limites de fréquences qui déterminent la plage d'utilisation du transducteur. Pour un haut parleur moyen, la limite basses fréquences se trouve aux alentours de 100Hz et la limite hautes fréquences aux alentours de 10KHz. Dans les basses fréquences, les forces de frottement, les pertes ou encore la physique propre du transducteur peuvent limiter l'efficacité du système faisant ainsi grimper son niveau de distorsion. Aux hautes fréquences, des phénomènes non linéaires d'origine diverses et variées, l'apparition de pôles viennent dégrader l'efficacité du transducteur et engendrent une remontée du niveau de distorsion.

Les niveaux de distorsion observés en champ libre sont généralement assez importants dans les basses fréquences pour toutes les smart foams (cf figures (G.11),(G.14), (G.17)). Les niveaux de distorsion sont plus faibles pour les fréquences 500Hz et 1000Hz mais remontent à la fréquence 1500Hz.

Les niveaux de distorsion dans la cavité arrière sont assez différents de ceux observés dans la cavité avant (cf figures (G.12),(G.15), (G.18)). Dans la cavité arrière, la distorsion est assez faible dans les basses fréquences et est relativement importante dans les hautes fréquences. Plus la fréquence augmente et plus les niveaux de distorsion augmentent.

Pour ce qui est de la comparaison entre les niveaux de distorsion avant et arrière calculés à partir de l'extrapolation de la vitesse (G.13),(G.16), (G.19)), il n'y a aucune comparaison possible. Normalement, dans les basses fréquences, l'estimation des niveaux de distorsion exprimés à partir de l'équivalence en vitesse devraient être comparable pour la cavité avant et arrière. Les courbes de la distorsion avant et arrière auraient tendance à se rejoindre dans les basses fréquences si on prolongeait les courbes. Toutefois, nous ne disposons pas de mesures en dessous de 200Hz et il est préférable de laisser les suppositions de côté.

La mesure en champ libre est assez contestable, car elle a été réalisée dans une zone comprise entre le champ proche et le champ lointain. De plus, la mesure n'a pas été réalisée en chambre anéchoïque et des réflexions parasites ainsi que le bruit de fond ont pu largement perturber l'évaluation de la distorsion. Une évaluation rigoureuse du niveau de distorsion dans les basses fréquences semble particulièrement difficile à réaliser. En effet dans les basses fréquences, les mousses adaptatives proposées rayonnent peu. Or, il est impératif de se mettre relativement loin et que la mesure de pression à cette position dépasse le bruit de fond.

Un autre problème de la précédente étude est que les conditions de mesure ne correspondent pas aux conditions d'utilisation dans le tube d'impédance. En effet, le niveau de distorsion a été

évalué en petite cavité (pression proportionnelle au déplacement)et en champ libre (pression proportionnelle à l'accélération) alors que dans le banc d'essai, dans l'hypothèse d'onde plane en tube d'impédance, la pression est proportionnelle à la vitesse.

Cette étude permet tout de même d'avoir une estimation de la plage d'utilisation des prototypes.

ANNEXE H

DÉTAIL DE LA CARACTÉRISATION DES RETARDS DE LA CHAÎNE DE CONTRÔLE DANS LE TUBE

H.1 Retard de groupe de la source primaire et de la source secondaire

La méthodologie adoptée pour la mesure :

Le retard de groupe de la smart foam a été mesuré dans le tube en réalisant une condition d'anéchoïcité avec la source primaire. On utilise le microphone omnidirectionnel du tube le plus proche de la smart foam (microphone 5) pour mesurer la fonction de transfert entre la tension d'alimentation de la smart foam et la pression générée dans le tube. Avec la formule de transport, on compense le déphasage dû à la propagation entre la surface de mousse de la smart foam.

Soit $H(t) = A.exp(j\omega t + j\phi)$ la fonction de transfert entre la tension d'alimentation de la smart foam et la pression à la surface de la mousse de la smart foam. Le retard de groupe s'obtient par la relation : $\tau_g = \frac{d\phi}{d\omega}$.

Pour la mesure du retard de groupe de la source primaire, la méthode est similaire, mais cette fois-ci c'est la smart foam qui réalise la condition d'anéchoïcité. La fonction de transfert est encore calculée au microphone 5.

La mesure est effectuée avec l'analyseur Paragon en sinus pur avec une tension d'entrée dans l'amplificateur de 0.14Vrms, soit largement en dessous de la limite de tension acceptable par l'amplificateur pour rester linéaire.

Deux mesures ont été réalisées. La première concerne uniquement la smart foam et les HP primaires. Dans la deuxième, les amplificateurs sont intégrés dans la mesure de la fonction de

transfert.

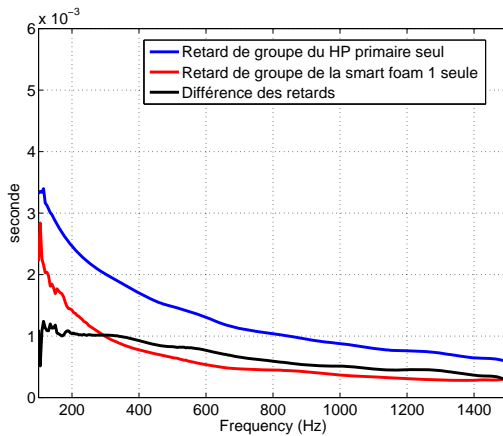


FIGURE H.1 Retard de groupe des haut parleurs primaires et de la smart foam 1 **sans les amplificateurs**

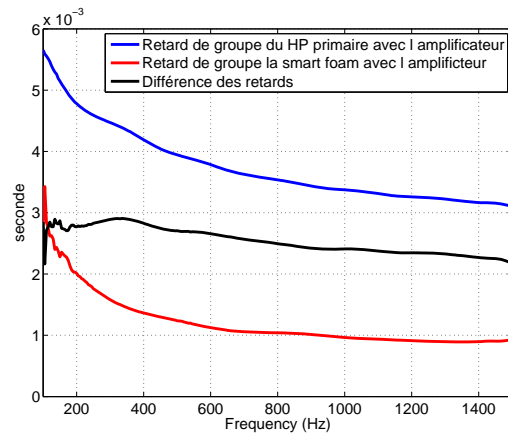


FIGURE H.2 Retard de groupe des haut parleurs primaires et de la smart foam 1 **avec les amplificateurs**

Le retard de groupe de la source primaire est plus important que celui de la smart foam. La différence de retard est entre 0.5 et 1 ms. Ceci n'est absolument pas négligeable pour une application de contrôle, puisqu'une milliseconde correspond à 34 cm de propagation acoustique. C'est important pour l'optimisation du placement d'un capteur de référence. Quand le retard intègre les retards dus aux amplificateurs, la différence de retard augmente beaucoup. L'amplificateur audio introduit un retard beaucoup plus important que l'amplificateur capacitif. La différence de retard est comprise entre 2 et 3 ms. Ceci correspond à une propagation sur 70cm / 100cm. Ce retard joue en faveur du contrôle.

H.2 Estimation du retard dû contrôleur COBRA

Le retard introduit par le contrôleur est principalement dû aux filtres anti-repliement en entrée et en sortie du contrôleur. Une estimation de ces retards est fournie par la modélisation de ces filtres disponible au LMA.

Les performances peuvent varier beaucoup d'un contrôleur à un autre. De manière générale, plus le contrôleur est récent et plus le retard introduit par les filtres tend à diminuer.

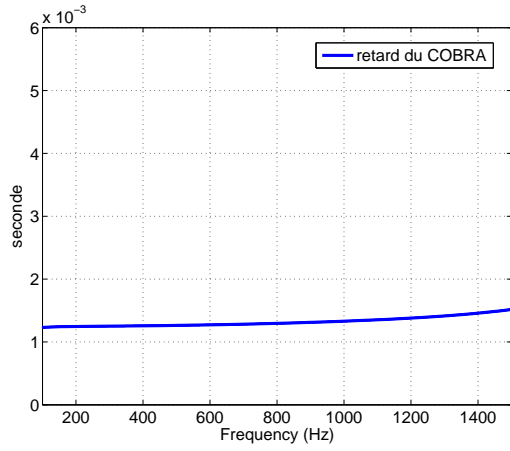


FIGURE H.3 Retard dû aux filtres numériques du cobra

Résumé

Les matériaux absorbants ont une efficacité très faible aux basses fréquences (<500Hz). Les mousses dites adaptatives ont été développées pour combler ce manque d'efficacité. Une mousse adaptative est la réunion d'un matériau absorbant et d'un actionneur commandé par un système de contrôle actif. L'objectif de cette thèse est de mener une étude numérique et expérimentale approfondie du concept de mousse adaptative et d'en dégager les mécanismes physiques et les limitations technologiques pour le contrôle de l'absorption acoustique. Le matériau absorbant est ici une mousse de mélamine et l'actionneur est un film piézoélectrique de PVDF. Le contrôle actif de l'absorption acoustique est réalisé en incidence normale avec l'hypothèse d'onde plane sur la plage de fréquence [0-1500Hz]. Les résultats font apparaître la possibilité d'absorber une pression incidente de 1Pa à 100Hz avec 100V et un bruit large bande de 94dB avec une centaine de V_{rms} à partir de 250Hz. Ces résultats ont été obtenus avec un prototype de mousse adaptative ayant une épaisseur moyenne de 4cm. Un frein important au contrôle large bande provient du fort niveau de distorsion des prototypes dans le bas (<500Hz) et le haut (<1500Hz) du spectre de fréquences. Un modèle éléments finis 3D couplant les domaines poroélastiques, acoustiques, élastiques et piézoélectriques a été proposé et validé expérimentalement. L'utilisation de ce modèle, complété par une étude analytique, a permis de mettre en lumière le mode d'action et les mécanismes de dissipation dans la mousse adaptative.

Abstract

Absorbing materials are inefficient in the low frequency range (<500Hz). "Smart foams" have been developed in order to complete the lack of effectiveness of these materials. A smart foam is made of an absorbing material with an embedded actuator driven by an active control system. The objective of this thesis is to conduct a thorough numerical and experimental analysis of the smart foam concept, in order to highlight the physical mechanisms and the technological limitations for the control of acoustic absorption. In this study, the absorbing material is a melamine foam and the actuator is a piezoelectric film of PVDF. The active control of acoustic absorption is carried out in normal incidence with the assumption of plane wave in the frequency range [0-1500Hz]. The results reveal the possibility of absorbing a pressure of 1Pa at 100Hz with 100V and a broad band noise of 94dB with a hundred V_{rms} starting from 250Hz. These results have been obtained with a mean foam thickness of 4cm. An important limitation for the broad band control comes from the high distorsion level through the system in the low and high frequency range (<500Hz, >1500Hz). A 3D finite element model coupling poroelastic, acoustic, elastic and piezoelectric fields is proposed and experimentally validated. The use of the numerical model, supplemented by an analytical study made it possible to clarify the action mode and the dissipation mechanisms in smart foams. The PVDF moves with the same phase and amplitude of the residual incidental pressure which is not dissipated in the foam. Viscous effect dissipation is then very weak in the low frequencies and becomes more important in the high frequencies.