



HAL
open science

Développement d'un traitement acoustique basses-fréquences à base de résonateurs d'Helmholtz intégrés à membrane électroactive

Ahmed Abbad

► **To cite this version:**

Ahmed Abbad. Développement d'un traitement acoustique basses-fréquences à base de résonateurs d'Helmholtz intégrés à membrane électroactive. Acoustique [physics.class-ph]. Université Bourgogne Franche-Comté; Université de Sherbrooke (Québec, Canada), 2018. Français. NNT : 2018UBFCD018 . tel-02078462

HAL Id: tel-02078462

<https://theses.hal.science/tel-02078462>

Submitted on 25 Mar 2019

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.



SPIM

Thèse de Doctorat

UFC

école doctorale sciences pour l'ingénieur et microtechniques
UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ

**Développement d'un traitement acoustique basses-fréquences
à base de résonateurs d'Helmholtz intégrés à membrane
électroactive**

 **AHMED ABBAD**

SPIM

Thèse de Doctorat

UBFC

école doctorale sciences pour l'ingénieur et microtechniques
UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ



Thèse présentée par

Ahmed ABBAD

pour obtenir le

GRADE DE DOCTEUR

DE L'UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ

Spécialité : Science pour l'ingénieur

DÉVELOPPEMENT D'UN TRAITEMENT ACOUSTIQUE BASSES-FREQUENCES À BASE DE RÉSONATEURS D'HELMHOLTZ INTÉGRÉS À MEMBRANE ÉLECTROACTIVE

Soutenu le 22 février 2018

Examineurs

Olivier DOUTRES
Kanty RABENOROSOA

École technologique supérieure de Montréal, Québec, Canada
École nationale supérieur de mécanique et microtechnique, France

Rapporteurs

Manuel COLLET
Philippe MICHEAU

École centrale de Lyon, France
Université de Sherbrooke, Québec, Canada

Directeurs

Noureddine ATALLA
Morvan OUISSE

Université de Sherbrooke, Québec, Canada
Université de Franche-Comté, Besançon

À ma mère, à mon père
À mon frère et mes deux sœurs,
Les lumières qui illuminent ma vie.

Résumé

L'utilisation des moyens de transport et des machines au quotidien a fortement contribué à l'amplification des phénomènes générant de la nuisance sonore. L'élimination des bruits en basses fréquences est actuellement la cible de différentes recherches. Plusieurs stratégies ont émergé comme l'utilisation des résonateurs de Helmholtz, de membranes vibrantes mais surtout des systèmes hybrides actif-passif. L'originalité de ce projet de doctorat consiste en la proposition d'une solution technologique d'un résonateur de Helmholtz adaptatif à volume variable, permettant ainsi de s'affranchir du caractère mono-fréquentiel des résonateurs de Helmholtz passifs. Le réglage de volume s'effectue grâce à l'utilisation d'une membrane en polymère électroactif (EAP), permettant ainsi d'accorder les résonances du système. Le comportement mécanique de ces matériaux est modifié lorsqu'ils sont stimulés par un champ électrique. Des améliorations significatives en perte par transmission acoustique sont obtenues en basses fréquences par deux effets: la variation de raideur de la membrane et l'augmentation de volume due à la déformation de la membrane. Des études numériques, analytiques et expérimentales sont réalisées pour déterminer le potentiel des concepts proposés. Enfin, une structure périodique contenant 9 résonateurs adaptatifs à membranes électroactives est étudiée en champs diffus permettant d'évaluer les performances acoustiques du concept distribué.

Mots-clés: contrôle du bruit, résonateur de Helmholtz, EAP, contrôle passif, contrôle actif, structure périodique.

Remerciements

Je tiens à manifester mes remerciements et ma profonde gratitude à mes deux superviseurs, Monsieur, Morvan Ouisse, mon mentor qui m'a montré le chemin de la recherche scientifique et qui avait cru en moi dès le début. À Nouredine Atalla, pour son appui depuis le début de ma thèse. Je les remercie pour leur professionnalisme, ouverture d'esprit, générosité et toute la confiance qu'il m'ont accordée. En plus de ses qualités humaines, l'investissement, l'énergie et la générosité dont ils ont fait preuve dans mon encadrement.

Je remercie tous les membres de l'équipe de recherche du laboratoire GAUS, particulièrement Kamal Ksour, Raef Cherif, Olivier Robin et Chantal Simard, pour leurs amitiés et aides, si précieuses. J'adresse mes remerciements aussi à tout le personnel du laboratoire Mécanique appliquée de l'institut FEMTO-ST à Besançon, particulièrement pour Vincent Tissot qui répondait toujours présent à mes besoins, ainsi qu'à tous ceux travaillant dans l'administration. Je remercie beaucoup Jean-Philippe Lucking Bigué du 3IT à Sherbrooke, pour le temps qu'il m'ait consacré et de m'avoir tout appris sur la fabrication des matériaux électroactifs, sans, ce projet n'aurait pu être réalisé. Je remercie Kanty Rabenorosoa, professeur associé à l'ENSM (Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et des Microtechniques) de Besançon pour son aide si précieuse tout le long de mes travaux de thèse sur le contrôle actif, et aussi d'avoir accepté d'évaluer ce travail. J'aimerais aussi remercier Olivier Dautres, Professeur à l'École de technologie supérieure de Montréal, Manual Collet, de l'École Centrale de Lyon et directeur de recherche CNRS, à Philippe Micheau, Professeur à l'Université de Sherbrooke pour avoir accepté d'évaluer ce travail.

J'adresse mes remerciements à tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin.

À ma famille, merci pour votre support et soutien tout le long de ces trois années d'études. Vous êtes plus que jamais important à mes yeux. Merci à ma maman Zohra, mon père Mohamed, à mon frère Nabil et à mes deux sœurs Dihia et Cylia et à ma

future femme Sonia. Merci pour votre présence, vos encouragements, votre confiance et votre amour.

Enfin, je tiens à remercier notre partenaire NSERC d'avoir financé ce projet. L'Université de Sherbrooke et l'Université de Bourgogne Franche-Comté pour le soutien financier qu'ils m'ont accordé. Grâce auquel, j'ai pu m'investir totalement dans ce projet de recherche et le mener à bien.

Table des matières

Résumé	I
Remerciements	III
Table des matières	VI
Liste des figures	XI
Liste des tableaux	XIX
Liste des acronymes	XXI
1 Introduction	1
1.1 Contexte et motivations	1
1.2 Problématique	3
1.3 Originalités	4
1.4 Objectifs	6
1.5 Organisation du document	7
2 État de l’art	10
2.1 Les matériaux acoustiques	10
2.1.1 Les mousses passives	11
2.1.2 Propagation des ondes acoustiques	13
a) Modèles de type fluide équivalent	14
b) Modèle de Johnson-Champoux-Allard (JCA) et Lafarge- Allard (LA)	15
c) Modèle de Biot	16

d)	La TMM	17
2.1.3	Les méta-matériaux acoustiques	18
a)	Les résonateurs de Helmholtz (RH)	19
b)	Les résonateurs de Helmholtz adaptatifs	23
2.1.4	Solutions adaptatives	26
a)	Contrôle actif	26
b)	Les mousses adaptatives	27
2.2	Utilisation des matériaux électroactifs en acoustique	31
2.2.1	Modélisation des matériaux électroactifs	33
2.2.2	Intégration des matériaux électroactifs pour le contrôle des résonances	35
2.3	Algorithmes pour le contrôle des bruits	37
2.3.1	Contrôle Feedforward	38
2.3.2	Contrôle Feedback	38
2.4	Conclusion	40
3	Résonateurs acoustiques à membrane passive	42
3.1	Introduction	45
3.2	Mechanical behavior of the hyperelastic membrane	49
3.2.1	Hyperelastic material models	49
3.2.2	Neo-Hookean	51
3.2.3	Mooney-Rivlin	51
3.2.4	Ogden model	52
3.2.5	Material testing method	52
3.2.6	3M VHB 4910 characterization results	53
3.2.7	Membrane stretch FEM modeling	57
3.3	Experimental setup and FEM modeling of membrane based acoustic resonators	59
3.3.1	Description of the devices	59
3.3.2	Experimental setup for acoustic characterization	60

3.3.3	Finite element model of the acoustic devices	61
a)	Membrane vibration modeling	61
b)	Acoustic model	61
3.3.4	Results	63
a)	Membrane-cavity	63
b)	Helmholtz resonator	68
	HR Finite Elements model validation	
	68
	Origin of the resonances	
	71
3.4	Conclusion	74
4	Résonateurs acoustiques à base de matériaux polymères électroactifs	
	(EAP)	77
4.1	Fabrication de la membrane électroactive	78
4.2	Description du protocole expérimental	79
4.3	Résonateur de Helmholtz actif	80
4.3.1	Étude expérimentale: propriétés acoustiques d'un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	80
4.3.2	Modélisation numérique du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	83
4.3.3	Comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l'expérimental	86
a)	Absorption	86
b)	Transmission	88
4.4	Résonateur de Helmholtz adaptatif à membrane électroactive	90
4.5	Résultats et discussion	94
4.6	Analyse vibratoire de la membrane électroactive	96
4.7	Résonateur de Helmholtz à volume variable	99
4.7.1	Présentation du concept et ses performances	99
4.7.2	Étude des effets du changement de volume	104

a)	Détermination des propriétés effectives de la membrane	104
b)	Identification de l'amortissement	105
c)	Calcul des performances acoustiques	106
4.7.3	Conclusion	108
5	Applications du concept des résonateurs à base d'EAP	110
5.1	Application 1: Test en incidence rasante	111
5.1.1	Montage expérimental	111
5.1.2	Double-cavités à membrane électroactive	113
5.1.3	Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive testé inci- dence rasante	115
a)	Perte par transmission de deux résonateurs de Helmholtz	117
b)	Comportement non linéaire des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive	118
5.2	Application 2: Test d'un panneau périodique en chambre de transmission	120
5.2.1	Montage expérimental	120
5.2.2	Résultats expérimentaux	122
5.2.3	Effet du champs diffus	128
a)	Mesures individuelles des résonateurs en champs diffus à tension électrique nulle	128
b)	Effet de la tension électrique	130
5.2.4	Simulation d'une excitation en incidence oblique et en champs diffus	130
5.3	Conclusion	134
A	Choix de l'emplacement de la membrane électroactive	141
B	Effet des électrodes	144
C	Cavités à membrane électroactive	145

D	Script d'acquisition et algorithme du contrôle des résonateurs à membrane électroactive	148
E	Modèle éléments finis du résonateur à volume variable	160
F	Coefficient d'absorption du résonateur à volume variable: comparaison calculs-essais	162
G	Références bibliographiques	165

Liste des figures

1.1	Sources de bruit dans une cabine d'avion	2
2.1	Échantillons de divers matériaux poreux utilisés dans l'ingénierie pour le contrôle du bruit	12
2.2	Variation du coefficient d'absorption selon la composition de la mousse de silicone [9]	13
2.3	Schéma d'une modélisation par la TMM (5 couches). T_i représente la matrice de transfert de la couche i et T'_{global} la matrice de transfert de l'ensemble des couches	17
2.4	Configuration du dispositif étudié [21]	19
2.5	Résonateur de Helmholtz et analogie mécanique (masse-ressort). A est l'aire de la section du col du résonateur, V le volume de la cavité, L la longueur du col du résonateur, k la raideur du ressort et M la masse	20
2.6	Résonateur de Helmholtz à volume variable [54]	24
2.7	Résonateur électromécanique [57]	24
2.8	Perte par transmission du résonateur en fonction de l'épaisseur de la membrane [58]	25
2.9	Absorbeur sonore électronique [60]	26
2.10	Configuration étudiée par Fuller et <i>al.</i> [61]	27
2.11	Configuration étudiée par Gentry et <i>al.</i> [62]	28
2.12	Configuration étudiée par Gentry et <i>al.</i> [63]	29

2.13	Coefficient d'absorption pour différentes configurations de mousses adaptatives proposées par Leroy [64]	30
2.14	Fonctionnement d'un matériaux polymère électroactif	32
2.15	Montage expérimental pour le silencieux accordable [85]	35
2.16	Perte par transmission de la cavité rigide [85]	36
2.17	Perte en transmission (TL) du silencieux ($\lambda=4$) sous différentes tensions : (a) 4 kV ; (b) 6 kV [85]	36
2.18	Contrôle Feedforward	38
2.19	Contrôle Feedback	39
3.1	Configurations étudiées: a) Résonateur de Helmholtz classique; b) Résonateur de Helmholtz avec paroi arrière en membrane électroactive; c) Résonateur de Helmholtz avec paroi avant en membrane électroactive .	43
3.2	Membraned Helmholtz resonator embedded in a melamine foam.	48
3.3	Stress as function of λ for specimens Sp1 and Sp2.	54
3.4	Experimental and fitted curves for the Neo-Hookean model: a) $\dot{\epsilon} = 0.5 s^{-1}$; b) $\dot{\epsilon} = 5 s^{-1}$	54
3.5	Experimental and fitted curves for Mooney-Rivlin model: a) $\dot{\epsilon} = 0.5 s^{-1}$; b) $\dot{\epsilon} = 5 s^{-1}$	55
3.6	Experimental and fitted curves for Ogden model: a) $\dot{\epsilon} = 0.5 s^{-1}$; b) $\dot{\epsilon} = 5 s^{-1}$	56
3.7	Numerical model of the membrane stretch process: initial case (Unstretched) and final case ($\lambda=3$).	58
3.8	a) Membrane-cavity and b) Membraned Helmholtz resonator, both embedded in a melamine foam.	59
3.9	Scheme of the impedance tube based on the 3 microphones, 2 cavities method used to determine the acoustic performances of the studied devices.	60
3.10	Membrane-cavity embedded in a melamine foam: 3D schematic.	64

3.11	Measurements and numerical results comparison of the membrane-cavity for $\lambda=3$ compared to the melamine foam: a) Absorption coefficient and b) Transmission loss.	65
3.12	Measurements and numerical results comparison of the membrane-cavity for $\lambda=4$ compared to the melamine foam: a) Absorption coefficient and b) Transmission loss.	66
3.13	Measured normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the membrane-cavity as function of frequency: Real part (solid line) and imaginary part (dashed lines) for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the melamine foam. . . .	67
3.14	Experimental sound absorption coefficient and transmission loss results of a rigid Helmholtz resonator compared to melamine foam.	68
3.15	Normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the rigid HR compared to the melamine foam: Real part (solid line) and imaginary part (dashed line).	69
3.16	Experimental and numerical model for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the measured sound absorption and transmission loss of the melamine foam.	70
3.17	Membraned Helmholtz resonator embedded in melamine foam with a closed neck.	71
3.18	Absorption coefficient illustrating the origins of the resonances: Comparison between an open and closed neck membraned Helmholtz resonator for a) $\lambda=3$ and b) $\lambda=4$	72
3.19	Normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the studied membraned Helmholtz resonator assembly for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the melamine foam: Real part (solid line) and imaginary part (dashed line).	73
4.1	Matériel nécessaire à la fabrication des membranes électroactives	78
4.2	Dispositif expérimental pour la mesure des propriétés d'adsorption et de perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive intégré dans une mousse de mélamine	79
4.3	Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$): a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission	81

4.4	Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive avec $\lambda=4$: a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission	82
4.5	Maillage utilisé dans le modèle numérique (2D axisymétrique) pour le calcul du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	84
4.6	Variation de la force de tension de la membrane en fonction de la tension électrique appliquée pour les cas $\lambda=3$ et $\lambda=4$: résultat de régression linéaire comparé au modèle numérique	86
4.7	Coefficients d'absorption des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive: comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l'expérimental. a) cas $\lambda=3$ (2 kV), b) cas $\lambda=3$ (5 kV); c) cas $\lambda=4$ (2 kV), d) cas $\lambda=4$ (5 kV)	87
4.8	Perte par transmission des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive: comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l'expérimental: a) cas $\lambda=3$ et 2 kV, b) cas $\lambda=3$ et 5 kV; c) cas $\lambda=4$ et 2 kV, d) cas $\lambda=4$ et 5 kV	89
4.9	a) Neural Network toolbox de Matlab, b) Apprentissage, validation et test des réseaux de neurones pour un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$)	91
4.10	Évolution du décalage en fréquence Δf (Hz) en fonction de la tension électrique appliquée (kV) pour les cas a) $\lambda=3$ et b) $\lambda=4$	92
4.11	Schématization de l'étape 4: décalage des fréquences de résonance en fonction de la commande souhaitée	93
4.12	Réponse de l'algorithme Feedforward à la commande de décalage en fréquence du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) pour 20 Hz (a) et 51 Hz (b)	94
4.13	Réponse de l'algorithme Feedforward à la commande de décalage en fréquence du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=4$) pour 30 Hz (a) et 65 Hz (b)	95

4.14	Dispositif expérimental de la mesure de la vitesse vibratoire des membranes électroactives	97
4.15	FRF des membranes permettant l'identification de l'amortissement pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$ à tension électrique nulle et pour 3 et 5 kV	98
4.16	Identification du premier mode vibratoire de la membrane électroactive à tension nulle (cas $\lambda=3$)	98
4.17	Résonateur de Helmholtz à volume variable	100
4.18	Comparaison des coefficients d'absorption de deux résonateurs de Helmholtz de dimensions initiales identiques ($\lambda=4$) et une tension électrique nulle avant (courbe verte) et après déformation et création de volume (courbe rouge)	100
4.19	Effet d'une tension d'actionnement variant de 0 à 5 kV sur le coefficient d'absorption du résonateur à volume variable	101
4.20	Capture d'écran illustrant les étapes de mesure du déplacement de la membrane électroactive pour une tension électrique de 5kV	102
4.21	Calcul du volume d'un cône tronqué	103
4.22	Modèle numérique: déformation axiale de 7 mm de la membrane électroactive	104
4.23	FRF de la membrane du résonateur de Helmholtz à volume variable à tension nulle et pour 3 et 5 kV	105
4.24	Champ de pression acoustique [Pa] dans le tube d'impédance issu du modèle numérique	106
4.25	Évolution du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à volume variable intégré dans une mousse: a) 0 kV; b) 5 kV	107
5.1	Mesure de la perte par transmission en incidence rasante: a) schéma du tube d'essai; b) deux cavités séparées à membrane électroactive; c) résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	112
5.2	Perte par transmission de la double-cavité (cas $\lambda=3$) testée en incidence rasante à tension nulle et pour 5 kV	113

5.3	Dispositif de résonateurs à membrane électroactive: a) dispositif acoustique comprenant un réseau de 4 résonateurs de différent ratio d'étirement λ ; b) perte par transmission du dispositif proposé pour une atténuation large bande [87]	114
5.4	Variation de la pression acoustique: perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive en incidence rasante	115
5.5	Perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive testé en incidence rasante: a) comparaison calculs-essais pour une tension électrique nulle; b) résultats expérimentaux pour différentes tensions électriques	116
5.6	Perte par transmission des résonateurs RH1, RH2 et les deux combinés testés en incidence normale à tension électrique variable: a) 0 kV; b) RH1+RH2 pour une tension électrique nulle et pour 4 kV	118
5.7	Effet de forts niveaux d'excitation sur la perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	119
5.8	Effet de la tension électrique et des haut niveaux d'excitation sur les performances du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive, a) 100 dB; b) 130 dB	120
5.9	Schématisation de la chambre de transmission	121
5.10	Perte par transmission du panneau d'aluminium: comparaison analytique-expérimental	123
5.11	Configuration expérimentale du test des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive en chambre de transmission: a) vue en perspective d'un résonateur de Helmholtz de la structure périodique; b) panneau de 9 résonateurs de Helmholtz intégrés dans une matrice de mélamine de taille 60×60 cm	124
5.12	Perte par transmission des 9 résonateurs de Helmholtz testés séparément au tube d'impédance	125

5.13	Perte par transmission du panneau périodique testé en chambre de transmission: a) sur une bande de 300 à 1200 Hz; b) sur une bande élargie de 300 à 6000 Hz	126
5.14	Perte par insertion des résonateurs de Helmholtz intégrés dans la mousse	127
5.15	Perte par transmission du panneau périodique à tension nulle et pour 2 et 4 kV	127
5.16	Ratio énergétique (Rg) mesuré individuellement pour chacun des 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive en champs diffus: a) RH1 à RH5 comparés à la mousse; b) RH6 à RH9 comparés à la mousse	128
5.17	Illustration des résonateurs qui ont ou pas une réponse à l'excitation en champs diffus	129
5.18	Comparaison du ratio énergétique sur la position du résonateur RH1 à tension nulle et pour 3 kV	130
5.19	Géométrie du modèle numérique de la simulation du résonateur RH1 en incidence oblique et en champs diffus	131
5.20	Perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive RH1 en incidence oblique	132
5.21	Perte par transmission en champs diffus de la cellule périodique	133
5.22	Perte par insertion du résonateur RH1	133
A.1	Perte par transmission pour différentes configurations du résonateur de Helmholtz: configuration (a) (courbe bleue), configuration (b) (courbe verte), configuration (c) (courbe verte)	141
A.2	Coefficient d'absorption pour différentes configurations du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive: configuration (a) (courbe bleue), configuration (b) (courbe verte), configuration (c) (courbe verte)	142
B.1	Effet de l'ajout des électrodes sur le comportement acoustique en absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive	144

C.1	Cavité à membrane électroactive intégrée dans une mousse de mélamine testée en tube d'impédance (diamètre 100 mm)	145
C.2	Cavité à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) pour une tension électrique variant de 0 à 5 kV : a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission	146
C.3	Cavité à membrane électroactive (cas $\lambda=4$) pour une tension électrique variant de 0 à 5 kV: a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission	146
C.4	Variation des fréquences de résonances de la cavité à membrane électroactive en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$	147
E.1	Modèle issu de la modélisation numérique illustrant la déformation de la membrane électroactive résultant de l'application d'un déplacement axial	160
F.1	Évolution du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à volume variable intégré dans une mousse: a) 2 kV; b) 3 kV; c) 4 kV	163

Liste des tableaux

2.1	Comparaison des propriétés des matériaux intelligents [70]	33
3.1	Tested specimens properties and strain rates.	53
3.2	Parameters of 3M VHB 4910 acrylic described by Neo-Hookean, Mooney-Rivlin and Ogden hyperelastic model for two strain rates $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$ and 5 s^{-1}	57
3.3	Stress σ and membrane in-plane force T_0 obtained from FEM model. .	58
3.4	Dimensions of the studied devices	60
3.5	Johnson-Champoux-Allard model parameters of the ultralight melamine foam; the parameters from the neck are calculated using a cylindrical pore model.	62
4.1	Première et seconde fréquences de résonance en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$	81
4.2	Première et seconde résonance en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=4$	83
4.3	Force de tension de la membrane en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$	84
4.4	Variation du facteur de perte de la membrane électroactive en fonction de la tension électrique appliquée pour les cas $\lambda=3$ et $\lambda=4$	99
4.5	Fréquence de la première résonance f_{res1} en fonction de la tension électrique appliquée pour le résonateur de Helmholtz à volume variable pour le cas $\lambda=4$	102

4.6	Volume additionnel résultant de l'application d'une tension électrique variant de 0 à 5 kV	103
4.7	Évolution de la contrainte, l'épaisseur et de la force de tension de la membrane obtenues par le modèle numérique	105
5.1	Dimensions des dispositifs testés en incidence rasante	111
5.2	Évolution de la première fréquence de résonance f_{r1} et de l'écart Δf_i en fonction de la tension électrique appliquée pour le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) en incidence rasante . .	117
5.3	Propriétés du panneau en aluminium utilisé en chambre de transmission	121
5.4	Paramètres du modèle de Johnson-Champoux-Allard de la mousse mélamine	123
5.5	Dimensions des résonateurs de Helmholtz testés dans la chambre de transmission	124
5.6	Fréquences de résonance des 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive mesurées en tube d'impédance (diamètre 100 mm)	125
A.1	Fréquences de résonance pour les trois configurations	142

Liste des acronymes

Les acronymes utilisés dans ce rapport sont listés ici

Acronyme	Définition
GAUS	Groupe d'Acoustique de l'Université de Sherbrooke
RH	Résonateur de Helmholtz
DE	Diélectrique
EAP	Polymère Électroactif
TL	Perte par transmission
IL	Perte par insertion
FEM	méthode des éléments finis
NH	Neo-Hookean
JCA	Johnson-Champoux-Allard
PML	Perfectly Matched Layer

Chapitre 1

Introduction

Le projet de thèse rentre dans le cadre du projet CARIBOU (adaptive metaComposites : modeling, prototyping, manufacturing and reliability for vibroacoustics) porté par le CRSNG (Conseil de recherches en sciences naturelles et en génie du Canada). Ce projet est le fruit d'une collaboration internationale entre l'Université de Sherbrooke, LTDS (France) et FEMTO-ST (Université de Franche-Comté).

Ce premier chapitre est destiné à présenter le contexte et les principaux objectifs de cette étude.

1.1 Contexte et motivations

Le contrôle des bruits et des vibrations prend de plus en plus de place dans les différents secteurs militaires et civils. Avec le développement socioéconomique des derniers siècles, la pollution sonore prend de l'ampleur dans les lieux de travail (usines, bureaux...), les moyens de transport (trains, avions, voitures...) et même dans les habitations (télévisions, tondeuses à gazon...). L'exposition prolongée à ces sources de bruit peut avoir des conséquences sur la santé de l'être humain telles que l'endommagement de la capacité auditive. Ainsi, en Europe, l'agence européenne de l'environnement (AEE) (www.eea.europa.eu) alerte dans son rapport qu'elle publie tous les 5 ans sur les décès prématurés causés par la pollution sonore. Ces décès sont à 89% imputables aux

bruits générés par le trafic routier, le reste est réparti entre train, transport aérien et industries. L'AEE évoque un 'problème de santé publique'. L'exposition au bruit dit «ambiant» touche toutes les tranches d'âge et cause des milliers de cas d'hypertension et de décès. L'agence Transport Canada, Aviation civile (TCAC), quant à elle, alerte sur les méfaits du bruit des avions sur la santé des enfants et établit un lien avec le stress chez l'adulte. Elle préconise dans ses rapports [1] des réglementations plus accentuées afin de réduire ces nuisances sonores. D'autre part, la réduction du niveau du bruit à l'intérieur des cabines d'avion semble être un enjeux sérieux qui préoccupe les compagnies aériennes voulant offrir le plus de confort possible à leurs voyageurs (aussi bien pour les avions d'affaires que commerciaux). Les moteurs sont l'une des sources principales de bruit issu notamment de la soufflante, du compresseur, de la chambre de combustion, de la turbine et enfin de la nacelle qui produit un bruit aérodynamique. La couche limite turbulente formée sur les ailes et le fuselage participent également de façon imposante à l'environnement acoustique dans la cabine.

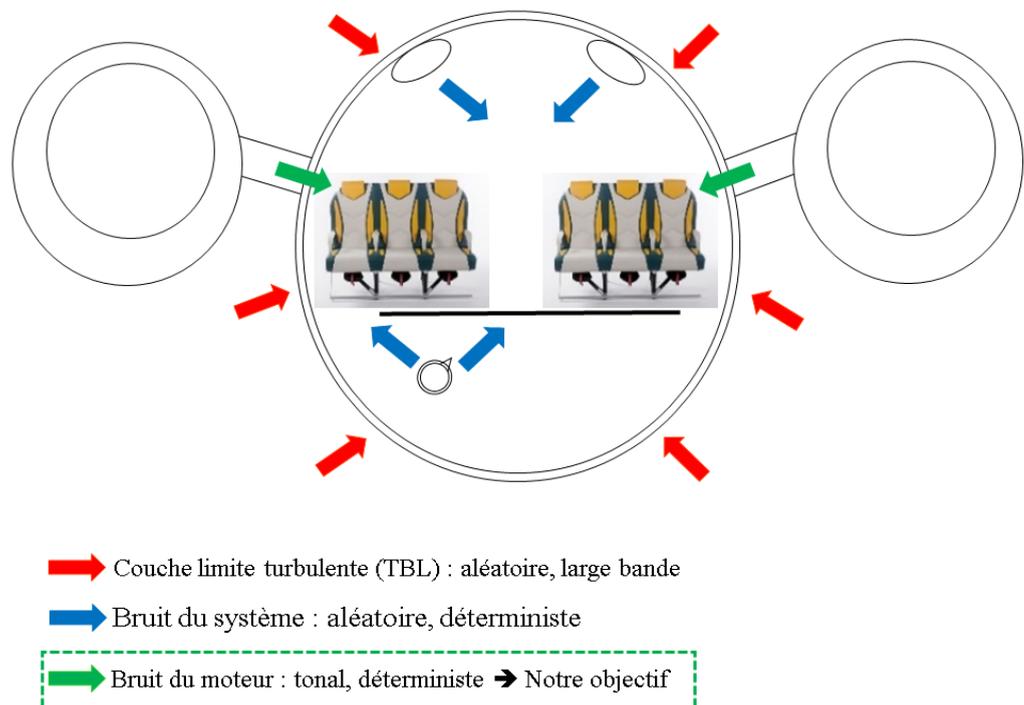


Figure 1.1 – Sources de bruit dans une cabine d'avion

En plus des moteurs, d'autres sources subsistent, comme le bruit dit du système (trains d'atterrissage, les systèmes électriques,... etc) (figure 1.1). L'ensemble de ces nuisances reste difficile à quantifier et à appréhender. Les recherches dans le domaine s'orientent actuellement vers le développement d'outils de prédiction des sources des bruits afin de comprendre les mécanismes mis en jeux et ainsi concevoir des solutions adaptées, fiables et efficaces.

1.2 Problématique

Le contrôle du bruit et des vibrations constitue une exigence majeure pour permettre une performance élevée ainsi que la satisfaction des utilisateurs. Du point de vue du contrôle, on distingue trois éléments sur lesquels il peut être intéressant d'agir : la source, l'élément transmettant le bruit ou les vibrations et le récepteur. Nous nous intéressons dans notre étude à l'élément transmettant. La stratégie la plus courante se base sur le contrôle passif, qui ne nécessite pas d'apport d'énergie. Elle permet la dissipation de l'énergie acoustique notamment à travers les pertes visqueuses et thermiques qui s'opèrent à l'intérieur des matériaux. Les matériaux poreux, comme les mousses de mélamine ou de polyuréthane permettent d'obtenir de très bonnes performances (en absorption et perte par transmission) dans les domaines des moyennes et hautes fréquences, mais ces matériaux ont une faible efficacité en basses fréquences [0-500Hz] dont la maîtrise représente un défi pour permettre une meilleure isolation acoustique. Une solution permettant d'améliorer les performances acoustiques consiste à combiner l'effet passif et un contrôle actif pour contrôler des fréquences pures générées par la soufflante (N1- fan principalement) qui se situent en basse fréquences et pour laquelle, un traitement classique basé sur la mousse est inefficace.

L'état de l'art a révélé le besoin de développer, implémenter et valider un concept consistant en une distribution de résonateurs de Helmholtz contrôlables innovants. L'avantage d'un tel dispositif est de permettre un contrôle des résonances adaptées aux basses fréquences. Le contrôle se fera par le biais d'une membrane électroactive qui vient remplacer la paroi frontale d'un résonateur de Helmholtz classique. Ainsi,

une étude complète sur un résonateur à volume variable est présentée ici. L'effet d'un volume résultant de la déformation de la membrane est analysé.

La question posée dans ce travail de recherche est la suivante :

Peut-on contrôler et accorder un système hybride constitué d'une mousse acoustique avec des résonateurs dans le cas d'une excitation extérieure sujet à des variations de fréquence ?

La motivation principale de ce projet de thèse réside dans le fait de proposer une solution technologique dite hybride combinant des mousses passives et un contrôle adaptatif. Une application en aéronautique (qui est aussi parfaitement adaptée à des conduits de ventilation) est visée. Suivant les différentes hases de l'avion (phase de décollage, phase de vol, d'approche et d'apprentissage), la soufflante qui génère des fréquences de type tonal et basse fréquence et surtout variable doit être contrôlée. Le même principe est visé dans le cas d'un système de ventilation, où une trappe peut s'ouvrir et modifier la réponse acoustique des conduits. Dans les deux cas, un système adaptatif doit être capable d s'adapter à ces variations. Une étude en thème d'absorption et/ou de transmission d'une structure périodique active/adaptative est visée. Le principe développé en priorité consiste en l'utilisation de résonateurs de Helmholtz, dont les propriétés sont pilotés afin de faire varier la plage de fréquences contrôlées. En combinant cette stratégie avec une distribution spatiale de résonateurs pilotés, nous obtenons un système de type **méta-matériaux intelligents** dont les propriétés peuvent être reconfigurées suivant les propriétés recherchées (1 cellule ou une structure périodique et contrôle actif/adaptatif). L'idée et le potentiel que représentent cette solution technologique seront développés et commentés dans les différents chapitres.

1.3 Originalités

La principale originalité de ce projet de recherche est la proposition d'un nouveau concept pour le contrôle des bruits par le biais du résonateur de Helmholtz à base de membranes électroactives. Ce système actif, léger et sans moteur fera l'objet d'études approfondies en commençant par la conception, en passant par la modélisation numé-

rique (FEM) et en terminant par des tests expérimentaux pour déterminer le potentiel réel de ce concept.

Une attention particulière est portée à la nature de l'inclusion qui nécessite une modélisation multiphysique complète : poreux, solide, acoustique, avec la prise en compte des différents couplages (poreux-solide, poreux-acoustique, électrique-mécanique...). Une la modélisation de la propagation des ondes dans un composite comportant un résonateur de Helmholtz à membrane passive (acrylique), intégré dans une matrice de mousse par la méthode des éléments finis permet la compréhension des différents phénomènes gouvernant l'interaction fluide-structure du système. La combinaison du résonateur de Helmholtz ainsi que la membrane élastique permet de combiner l'effet Helmholtz et la vibration mécanique de la membrane. L'étude détaillée est présentée dans le chapitre 3.

Le chapitre 4 présente un concept original de résonateur de Helmholtz actif à base de membrane électroactive qui permet de décaler les fréquences de résonance. L'originalité concerne le contrôle de la résonance de Helmholtz ainsi que celle de la membrane par le biais de la tension électrique appliquée. Un lien entre les performances acoustiques du résonateur et les propriétés de la membrane est étudié. Un algorithme Feedforward basé sur l'utilisation des réseaux de neurones permettant l'adaptabilité du résonateur de Helmholtz à la variation de l'excitation acoustique de type tonal est étudié. En plus, un concept de résonateur de Helmholtz à volume variable original basé sur l'utilisation de la déformation de la membrane variée par la tension électrique appliquée est présenté puis étudié.

Le chapitre 5 traite le développement d'un dispositif adaptatif, basé sur une distribution périodique de **résonateurs pilotables**, qui réaliseront un **méta-matériau reconfigurable** suivant les fonctionnalités attendues : accord de tous les résonateurs sur la même fréquence pour absorber une raie émanant fortement d'une excitation en champ diffus pour couvrir une large bande de fréquences.

1.4 Objectifs

Plusieurs objectifs sont à atteindre afin de pouvoir répondre à la problématique du projet de doctorat.

L'objectif général est **l'amélioration par contrôle adaptatif des performances acoustiques d'un méta-matériau combinant une mousse et des résonateurs acoustiques (cavité à membrane et résonateur de Helmholtz adaptatif** permettant le suivi de la variation fréquentielle d'une excitation acoustique de type tonal). Cet objectif est divisé en plusieurs sous objectifs spécifiques :

1- Une revue de la littérature sur l'historique des innovations et différentes techniques utilisées et proposées pour permettre des performances élevées pour la réduction des bruits pour des applications destinées à l'industrie comme l'aéronautique et l'aérospatiale. Une synthèse détaillée des différents aspects traitant de la modélisation, l'analyse et la compréhension des différents phénomènes multiphysique mis en jeux est proposée.

2- Proposition d'une solution technologique à base de résonateurs acoustiques à base de membrane en acrylique, légers et faciles d'intégration suivie d'une étude de la conception du dispositif : faisabilité, choix de l'emplacement de la membrane, fabrication, modélisation et caractérisation expérimentale (absorption acoustique et perte par transmission en incidence normale).

3- Intégration des membranes actives à base de polymère électroactif au résonateur de Helmholtz : modélisation numérique et caractérisation expérimentale des performances acoustiques du dispositif.

4- Sélection et développement d'un algorithme de contrôle pour l'adaptabilité des résonateurs à l'excitation acoustique extérieure en incidence normale (bruit blanc et tonal).

5- Étude de l'absorption d'un résonateur de Helmholtz à volume variable. Une attention particulière est portée sur les mécanismes gouvernant ses performances en absorption.

6- Proposition de plusieurs applications pour des problématiques industrielles où

des résonateurs de Helmholtz pilotables pourraient représenter une solution pour le contrôle vibroacoustique :

- étude des résonateurs acoustiques à membrane électroactive en incidence rasante ;
- extension de l'étude en incidence normale à une structure périodique contenant des résonateurs de Helmholtz adaptatifs et mesure des performances acoustiques en perte par transmission (TL) en champs diffus.

1.5 Organisation du document

Ce document s'articule autour de 6 chapitres : une introduction, quatre chapitres techniques et une conclusion générale.

Le premier chapitre situe le sujet du projet de doctorat. Une introduction permet dans un premier temps de situer le thème de recherche abordé et la problématique générale, les originalités et les objectifs à atteindre.

Le chapitre 2 traite de l'état de l'art qui illustre l'historique des recherches effectuées, les innovations et les différentes techniques utilisées et proposées pour permettre la réduction des bruits pour des applications destinées à l'industrie comme l'aéronautique et l'aérospatiale. Il démontre l'intérêt porté aux résonateurs acoustiques comme les cavités à membranes ou les résonateurs de Helmholtz classiques (RH) pour la réduction du bruit en basses fréquences, ainsi que les différents modèles (Analytique et numérique) utilisés.

Le chapitre 3, dont le contenu a été soumis pour publication en revue, traite des résonateurs passifs à base de membrane polymère. Ce chapitre est en lien avec le deuxième sous-objectif. Les résonateurs de Helmholtz sont intégrés dans une matrice de mousse de mélamine. Les résultats fournis par un modèle numérique sont proposés et comparés à des données expérimentales.

Le chapitre 4 reprend les bases du chapitre précédent en incluant l'effet des membranes actives et le développement d'un contrôle Feedforward basé sur des réseaux de neurones pour permettre l'adaptabilité du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive à une excitation acoustique (bruit blanc ou bruit tonal). De plus un concept de résona-

teur de Helmholtz à volume variable est proposé et ses propriétés en terme d'absorption acoustique sont étudiées expérimentalement et numériquement.

Le chapitre 5 présente différentes applications des résonateurs à membrane électroactive, d'abord en incidence rasante, puis en structure périodique contenant 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive intégrés dans une mousse de mélamine. La perte par transmission est mesurée en chambre de transmission et comparée au résultat obtenu en champs diffus à partir du modèle numérique. Une conclusion générale prend place à la fin de ce document et des perspectives sont proposées pour améliorer les différentes approches exposées dans ces travaux de thèse.

Chapitre 2

État de l'art

Ce chapitre dresse un état de l'art des différentes stratégies passives et actives présentées dans la littérature par différents auteurs pour améliorer l'efficacité des matériaux absorbants en basses fréquences ; Les thématiques abordées sont les suivantes :

- les différentes solutions passives et actives proposées pour le contrôle des bruits à base des résonateurs acoustiques ;
- les différentes méthodes de caractérisation des indicateurs acoustiques des matériaux poreux à inclusions passives/actives ;
- la modélisation multiphysique des matériaux poreux avec inclusions solides passives/actives communément appelés «**Méta-matériaux**».

L'étude bibliographique explore l'utilisation des mousses à inclusions résonantes dans l'ingénierie pour l'atténuation des bruits. Nous présenterons un historique des différentes méthodes et techniques utilisées pour améliorer l'atténuation des ondes en basses fréquences.

2.1 Les matériaux acoustiques

Un matériau acoustique a pour fonction l'atténuation des ondes acoustiques réfléchies et/ou transmises. Nous parlons d'absorption lorsque le matériau atténue l'onde réfléchie. Une absorption totale est équivalente à un coefficient d'absorption (α) égal

à 1, ce qui signifie une dissipation totale de l'énergie acoustique incidente. Lorsque l'onde acoustique pénètre dans le matériau, son énergie est dissipée grâce aux échanges visqueux et thermiques opérant dans la microstructure. Deux familles d'isolants acoustiques sont distinguées :

1- Les matériaux poreux comprenant les mousses polymères (polyuréthane, mélamine,...), les fibreux et les granulaires. Ces matériaux ont des performances élevées en moyennes et hautes fréquences. La mousse de mélamine est utilisée dans les études présentées dans cette thèse.

2- Les matériaux dit «résonants» comme les résonateurs de Helmholtz, les membranes ou plaques ; ils sont utilisés pour les basses fréquences. Leurs performances sont fonction des propriétés du matériau et des dimensions géométriques. Nous nous sommes tout particulièrement intéressés aux résonateurs de Helmholtz et aux membranes dans nos études.

La qualité d'un isolant acoustique est définie par sa capacité à filtrer les ondes transmises. Le coefficient de transmission prend une valeur comprise entre 0 (aucune transmission) et 1 (pour une transmission totale de l'énergie). La perte par transmission (TL), définit quant à elle un niveau d'atténuation en dB, en d'autres termes, plus la perte par transmission est élevée plus le matériau est considéré comme un isolant performant.

2.1.1 Les mousses passives

Il faut bien distinguer les mousses acoustiques des autres. Celles qu'on retrouve dans les matelas ne conviennent pas généralement pour le contrôle acoustique car leurs cellules sont fermées. Pour être efficace en acoustique, une mousse doit posséder des cellules ouvertes (communiquant entre elles) de manière à offrir une surface absorbante. Les mousses de polyuréthane sont les plus répandues, offrant de bonnes performances acoustiques à un prix compétitif. La mousse de mélamine s'avère être très efficace mais son prix reste très élevé. La maîtrise de la modélisation analytique et numérique des mousses acoustiques est un sujet qui préoccupe les scientifiques qui s'intéressent

à l'utilisation de ces mousses dans l'ingénierie. Plusieurs familles de matériaux poreux existent ; des mousses en polymères à porosité ouverte, en matériaux naturels fibreux ou en minéraux ont été étudiées dans le but de les intégrer dans l'ingénierie mécanique, civile et médicale comme illustré sur la figure 2.1.



Figure 2.1 – Échantillons de divers matériaux poreux utilisés dans l'ingénierie pour le contrôle du bruit

Une grande variation du comportement vibroacoustique peut être observée lors de l'utilisation de ces matériaux en raison de la microstructure complexe. Il est à noter que ces matériaux présentent de mauvaises performances acoustiques en basses fréquences [2]. La taille des pores et le type de ces derniers (ouverts/fermés/partiellement ouverts) est un facteur primordial qui contribue aux performances acoustiques (absorption et transmission). La mousse de Polyuréthane (PU) est l'une des mousses poreuses les plus utilisées et étudiées dans la littérature [3, 4, 5]. Le PU à porosités ouvertes est considérée comme un bon amortisseur de bruit et des vibrations [6]. Zhang [7], ainsi que Hawkins [8] a étudié l'influence des paramètres d'élaboration de la mousse de PU : taille des pores et la porosité, sur l'absorption acoustique. Les résultats ont montré que la taille des cellules poreuses et les inter-connections des mousses PU ont une influence significative sur l'absorption acoustique sur une bande de basse fréquence en augmentant la taille de la cellule. Une amélioration avoisinant les 100% en absorption est obtenue en basses fréquences sur la bande 250-600 Hz par rapport aux PU à cellules fermées. Les mécanismes de dissipation du bruit dans le PU ont également été analysés. L'étude proposée par Abbad et *al.* [9] portait quant à elle sur les performances acoustiques de la mousse de silicone. La variation de plusieurs paramètres d'élaboration comme

les compositions, la variation de la température de réticulation ou l'ajout d'additifs, affectent la microstructure (taille des cellules et des pores) et impacte les performances en absorption des mousses obtenues (figure 2.2) sur une large bande fréquentielle.

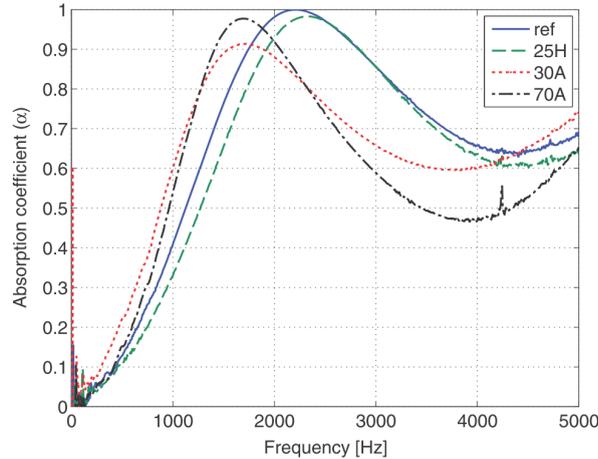


Figure 2.2 – Variation du coefficient d'absorption selon la composition de la mousse de silicone [9]

2.1.2 Propagation des ondes acoustiques

Nombre de modèles existent pour décrire la propagation des ondes acoustiques dans les milieux permettant de remonter aux différents indicateurs acoustiques. Ces modèles sont résolus analytiquement comme la TMM ou numériquement par la méthode des éléments finis (FEM). La maîtrise de la réponse vibroacoustique des matériaux poreux passe par la compréhension des phénomènes se produisant à l'échelle de la microstructure de ces matériaux, ainsi et durant les 20 dernières années, différents modèles décrivant la propagation des ondes sonores dans les matériaux poreux ont été développés. Certains sont empiriques comme le modèle de Delany et Bazley (DB) [10]. Ce modèle est issu de campagnes expérimentales réalisées sur différentes classes de matériaux fibreux et est exprimé avec des lois de puissance. Il permet d'exprimer l'impédance acoustique Z et la constante de propagation de l'onde k en fonction de la fréquence, de la célérité et d'un seul paramètre du matériau qui est la résistivité au passage de l'air σ ($N.m^{-4}.s$). Néanmoins, le modèle proposé n'est utilisé que pour un faible éventail de

poreux à cause de ses limites. Miki [11] a ensuite amélioré le modèle de DB dans le cas de plusieurs couches. Il a constaté que la partie réelle de l'impédance de surface devient parfois négative en basses fréquences dénotant un résultat non-physique lorsqu'elle est calculée avec le modèle original de Delany-Bazley. Miki prend soin de ne pas extrapoler ces limites, même s'il avait observé que ses expressions donnent de bons résultats dans une plus grande gamme de fréquences. Ces modèles étant peu efficaces, d'autres ont vu le jour. Pour décrire avec fidélité le comportement acoustique des poreux, d'autres paramètres géométriques ont été introduits, ce qui a donné naissance à des modèles plus complets. J.F.Allard [12] fournit un cadre théorique assez complet pour la modélisation et la résolution de problèmes liés aux matériaux poreux. En 1956, Biot [13] a publié une théorie phénoménologique tenant compte des interactions élastiques, inertielles et visqueuses dans ce type de matériau. Le modèle de Johnson-Champoux-Allard [12, 14, 15] est développé à partir de la théorie de Biot.

a) Modèles de type fluide équivalent

Dans de nombreuses applications, les matériaux poreux ont un squelette qui peut être considéré comme rigide, le fluide léger ne le met donc pas en mouvement. Dans ce cas le comportement homogénéisé du matériau poreux est modélisé comme celui d'un fluide équivalent. Un certain nombre d'hypothèses sont requises pour permettre l'utilisation de ces modèles. Une des ces hypothèse stipule que la longueur d'onde excitatrice doit être très supérieure à la taille des pores du matériau acoustique [16].

L'équation de Helmholtz qui permet de décrire la propagation des ondes acoustiques dans un fluide parfait homogène s'écrit

$$\Delta p + k^2 p = 0 \quad (2.1)$$

avec $k^2 = \frac{\omega^2}{c_0^2}$ où p est la pression acoustique, k est le nombre d'onde et c_0 la vitesse du son dans l'air.

Il existe plusieurs approches dont découlent les modèles fluide équivalent, elles sont généralement basées sur la connaissance des propriétés de la microstructure permettant

de décrire la propagation des ondes acoustiques dans le fluide. Le module de compressibilité $K(\omega)$ et la masse volumique du fluide $\rho(\omega)$ [17] décrits par les modèles permettent de remonter aux expressions de l'impédance caractéristique Z_c , du nombre d'onde du fluide équivalent $k(\omega)$ ainsi qu'à l'impédance surfacique Z_s

$$Z_c = \sqrt{\rho(\omega)K(\omega)}, \quad (2.2)$$

$$k(\omega) = \omega \sqrt{\frac{\rho(\omega)}{K(\omega)}}, \quad (2.3)$$

$$Z_s = -j \frac{Z_c}{Z_0 \Phi} \cot(kL). \quad (2.4)$$

Le coefficient d'absorption α peut être déterminé à partir de l'impédance surfacique tel que

$$\alpha = 1 - \left| \frac{Z_s - Z_0}{Z_s + Z_0} \right|^2 \quad (2.5)$$

$Z_0 = \rho_0 c_0$ est l'impédance de l'air.

Une synthèse de certains modèles est proposée dans la suite du document.

b) Modèle de Johnson-Champoux-Allard (JCA) et Lafarge-Allard (LA)

Le modèle de JCA [15] est basé sur une démarche semi-phénoménologique (à partir des réponses asymptotiques en hautes et basses fréquences). Il permet d'exprimer les propriétés acoustiques $K(\omega)$ représentant la compressibilité dynamique effective qui tient compte des pertes d'origines thermiques et $\rho(\omega)$ (kg.m^{-3}) la densité effective du fluide saturant le milieu poreux à structure rigide qui tient compte des pertes visqueuses.

Le modèle de JCA est décrit par l'équation de Helmholtz dans laquelle la vitesse du son au carré c_0^2 est remplacée par le terme $\frac{K}{\rho}$. Le modèle JCA est basé sur cinq propriétés intrinsèques mesurables expérimentalement, à savoir la résistivité au passage de l'air σ , la porosité Φ , la tortuosité α_∞ et les longueurs caractéristiques visqueuse Λ et thermique Λ' . Ces paramètres ont été introduits afin de prendre en compte les effets visqueux et thermiques en hautes et basses fréquences. Des échanges visqueux à cause du mouvement du fluide et thermiques à cause de la conduction thermique sont opérés

dans les couches limites des parois de ces matériaux.

La compressibilité dynamique a pour expression

$$K_{JCA}(\omega) = \gamma P_0 \left[\gamma - \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{8\eta}{j\omega\rho_0\Lambda'^2 N_{pr}} \sqrt{1 + \frac{j\omega\rho_0\Lambda'^2 N_{pr}}{16\eta}}} \right]^{-1}, \quad (2.6)$$

et la densité effective

$$\rho_{JCA}(\omega) = \alpha_\infty \rho_0 \left[1 - j \frac{\sigma\phi}{\rho_0 \alpha_\infty \omega} \sqrt{1 + \frac{4j\rho_0 \alpha_\infty^2 \omega \eta}{\sigma^2 \phi^2 \Lambda'^2}} \right]. \quad (2.7)$$

avec P_0 : la pression atmosphérique (Pa) et η : la viscosité dynamique de l'air (Pa.s). Afin d'obtenir une modélisation plus précise des échanges thermiques entre l'air et la structure dans la gamme des basses fréquences (en dessous de 2500 Hz), le modèle de Lafarge-Allard (LA) prend en compte une autre constante, la perméabilité thermique statique k'_0 (m²), ce qui conduit à un modèle à 6 paramètres. Cela amène à modifier la valeur de Λ' et la formulation de l'équation de la compressibilité dynamique de JCA [12]

$$K_{LA}(\omega) = \gamma P_0 \left[\gamma - \frac{\gamma - 1}{1 + \frac{\phi\eta}{j\omega\rho_0 k'_0 N_{pr}} \sqrt{1 + \frac{4j\rho_0 k'^2 N_{pr}}{\eta\phi^2 \Lambda'^2}}} \right]^{-1} \quad (2.8)$$

Les deux modèles sont utilisables et valables pour le cas de pores à section quelconque mais uniformes sur une courte distance. Le modèle de LA donne des résultats satisfaisants pour des cas de milieux poreux ayant une géométrie microscopique aléatoire.

c) Modèle de Biot

Les modèles de fluide équivalent ne sont plus adaptés lorsque le squelette solide du matériau poreux se déforme. Ainsi, la formulation dite de Biot-Allard [13] est considérée comme étant la référence pour la modélisation du comportement dynamique des milieux poreux saturés par un fluide communément appelés les matériaux poroélastiques. Le modèle de Biot se base sur le formalisme de la mécanique des milieux continus et tient compte du couplage fluide-solide et de l'élasticité du squelette. Par soucis de simplification, les équations qui régissent le modèle de Biot ne sont pas présentées dans le présent document. Toutes fois, une dérivation détaillée des équations du modèle de Biot est présentée dans [13, 16].

d) La TMM

La méthode des matrices de transfert (TMM) est un moyen de calcul analytique rapide pour la prédiction des performances acoustiques permettant notamment l'estimation du coefficient d'absorption (α) et de la perte par transmission (TL) d'un multicouche composé de plusieurs couches homogènes latéralement infinies assemblées en série pour former un empilement. La méthode est valable sous l'hypothèse d'une onde plane. Cette méthode s'exprime par une relation matricielle entre deux variables d'état acoustiques qui sont la pression P et la vitesse acoustique u en fonction des propriétés effectives du matériau représentées par le nombre d'onde k_i et l'impédance caractéristique Z_i (i désignant le numéro de la couche étudiée). Ils sont reliés à la masse volumique $\rho(\omega)$ et au module de compressibilité $K(\omega)$. Les structures plus au moins complexes (figure 2.3) comme les simples ou doubles parois sont généralement modélisées par la méthode des matrices de transfert (TMM) [18].

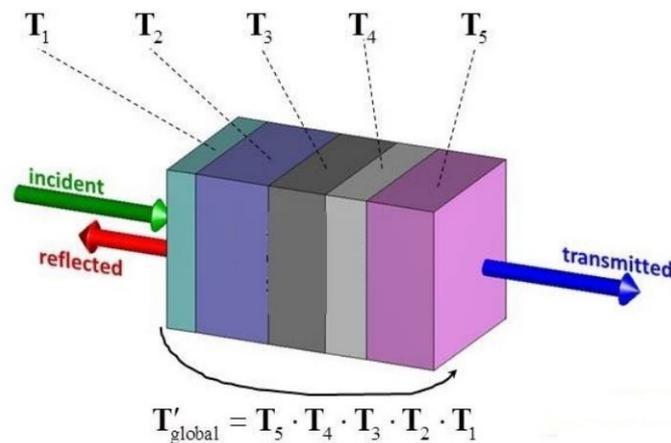


Figure 2.3 – Schéma d'une modélisation par la TMM (5 couches). T_i représente la matrice de transfert de la couche i et T'_{global} la matrice de transfert de l'ensemble des couches

Récemment, Verdière et *al.* [19, 20] ont proposé une extension de la TMM dénommée l'approche P-TMM (P pour Parallèle). La méthode permet la prise en compte à la fois des matériaux en parallèle et en série. Cette méthode permet donc de modéliser des

inclusions résonantes [21].

2.1.3 Les méta-matériaux acoustiques

Un méta-matériau désigne une structure artificielle comprenant des éléments arrangés de telle sorte qu'ils fournissent des propriétés supérieures à celles des matériaux couramment utilisés [22, 23, 24]. Pour des applications en acoustique, plusieurs recherches se sont orientées sur l'étude, la modélisation et l'élaboration de méta-matériaux pouvant fournir des performances acoustiques élevées [25, 26, 27, 28]. Dans le but d'améliorer les propriétés des isolateurs acoustiques, une piste des plus prometteuse est devenue possible en combinant des matériaux poreux avec des résonateurs incorporés périodiquement [29]. Boutin et *al.* [30] ont proposé un modèle homogénéisé quasi-analytique d'une distribution périodique de résonateurs de Helmholtz incorporés dans une matrice de poreux. Ils démontrent la présence d'un régime co-dynamique résultant de la combinaison de la matrice et des résonances locales des inclusions. La bande obtenue, qui peut être large ou forte, est liée à l'amortissement du résonateur et à la nature du régime d'écoulement dans la matrice où les caractéristiques de l'onde acoustique sont modifiées. Groby [31] a étudié l'effet sur l'intégration des résonateurs de Helmholtz dans une mousse avec différentes configurations en faisant varier les propriétés du matériau hôte. Les résultats montrent l'impact élevé de l'orientation de l'ouverture du résonateur sur le comportement en absorption acoustique du matériau en basses fréquences. Lagarrigue [32] a proposé un modèle semi-analytique en 2D d'anneaux fendus périodiques incorporés dans une matrice de mousse. Doutres [21] a développé un méta-matériau acoustique combinant un matériau poreux avec des inclusions périodiques de résonateurs de Helmholtz à parois rigides (figure 2.4), dont il a déterminé les performances acoustiques en absorption et en perte par transmission ont été déterminées. Des modélisations analytiques et numériques ainsi que des tests expérimentaux ont démontré l'intérêt et l'efficacité d'une telle combinaison [33]. Un modèle analytique basé sur une méthode PTMM a été proposé et validé avec les résultats expérimentaux et le modèle numérique. L'auteur a souligné l'amélioration de la perte par transmission à la

fréquence de résonance du résonateur de Helmholtz. De plus, le coefficient d'absorption de la mousse augmente ou diminue en fonction de la fréquence de résonance et des propriétés du matériau poreux.

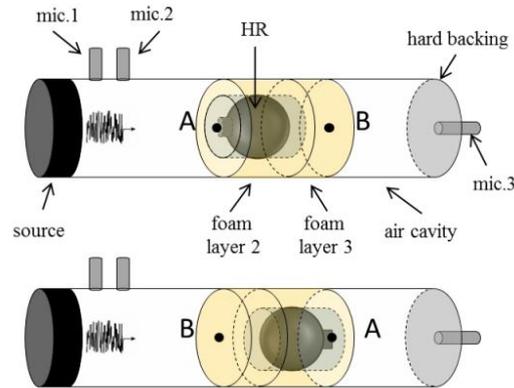


Figure 2.4 – Configuration du dispositif étudié [21]

L'amélioration est très importante à la fréquence de résonance du résonateur, alors qu'en dehors de cette zone, l'efficacité est limitée et est directement liée à l'épaisseur du matériau. Chollet [34] a poursuivi les travaux précédents en proposant des études paramétriques pour optimiser la géométrie, la position ainsi que le poids des résonateurs de Helmholtz dans le but d'obtenir des performances maximales en perte par transmission.

a) Les résonateurs de Helmholtz (RH)

L'utilisation des dispositifs passifs tels que les résonateurs de Helmholtz (RH) présente une option économique dans des domaines variés pour améliorer l'absorption et l'isolation acoustique en basses fréquences [35, 36]. Un résonateur de Helmholtz (RH) classique est couramment utilisé pour atténuer passivement le bruit dans les conduits. De grandes valeurs de perte par transmission (TL) et d'absorption acoustique (α) résultent de l'onde incidente bloquée [37, 38, 39].

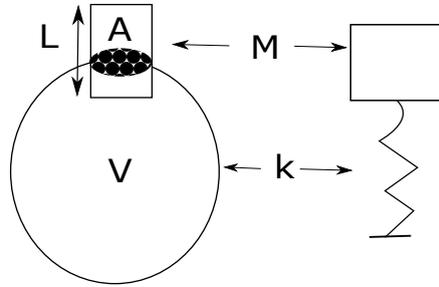


Figure 2.5 – Résonateur de Helmholtz et analogie mécanique (masse-ressort). A est l'aire de la section du col du résonateur, V le volume de la cavité, L la longueur du col du résonateur, k la raideur du ressort et M la masse

Son inconvénient est que l'atténuation est limitée à une seule largeur de bande de fréquence étroite [40, 41, 42]. La résonance de Helmholtz est un phénomène de résonance de l'air dans une cavité. Les résonateurs de Helmholtz sont des dispositifs utilisés depuis l'époque romaine pour la sonorisation des théâtres, où des jarres en poterie ont été placées dans différents angles afin d'améliorer la qualité des émissions et de la perception sonore [43].

Un modèle mathématique simple permet d'expliquer qualitativement le résonateur de Helmholtz et d'estimer son premier mode (première fréquence propre). Ce mode de vibration dans lequel des variations de la pression acoustique sont opérées instantanément dans la cavité, de sorte qu'à tout instant la pression à l'intérieur est uniforme. La masse d'air dans le col se déplace périodiquement de haut en bas inversement à l'air dans la cavité. Pour une masse fixe de gaz parfait subissant une expansion adiabatique ou une compression, la pression totale est liée au volume par

$$PV^\gamma = \text{constant} \quad (2.9)$$

avec γ le rapport des chaleurs spécifiques.

Le module de compressibilité d'un gaz parfait K est défini par le changement de pression associé à un changement en volume

$$K = -V \frac{\delta P}{\delta V} \quad (2.10)$$

Le coefficient K est aussi relié à la célérité du son dans l'air par

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2.11)$$

ρ est la densité de l'air.

Quand la masse d'air se déplace d'une distance ε dans le col, cela comprime l'air et diminue le volume ce qui donne

$$\delta P = -K \frac{A\varepsilon}{V} \quad (2.12)$$

Sachant que la masse de l'air dans le col est $AL\rho$ et que la force restauratrice est $-K \frac{A^2\varepsilon}{V}$ et à partir des lois du mouvement de Newton :

$$-K \frac{A^2\varepsilon}{V} = AL\rho \frac{\delta^2\varepsilon}{\delta t^2} \quad (2.13)$$

Ce qui donne

$$\frac{\delta^2\varepsilon}{\delta t^2} + \omega^2 x = 0 \quad (2.14)$$

Ainsi, la pulsation propre a comme formule

$$\omega^2 = \frac{c^2 A}{LV} \quad (2.15)$$

Finalement, par analogie mécanique, la fréquence de résonance est donnée par

$$f_r = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{M}} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{VL}}. \quad (2.16)$$

La formule présentée est la plus répandue pour le calcul de la fréquence de résonance d'un résonateur de Helmholtz. Néanmoins, d'autres formulations plus précises portant sur des corrections de longueurs du col existent. Plus de détails peuvent être trouvés dans [40, 12].

La fréquence de résonance d'un résonateur de Helmholtz est donc contrôlée par ses 3 dimensions géométriques A , V et L .

Pour un résonateur de Helmholtz classique (parois rigides), l'amplitude de la réponse à la fréquence de résonance est théoriquement contrôlée par le facteur de qualité Q . Il est

proportionnel à la bande passante du résonateur, et est une fonction du rapport entre la surface de la section du col du résonateur L et la section transversale du conduit sur lequel il est installé A . Plus ce ratio est élevé, plus le facteur de qualité sera petit.

$$Q = 2\pi\sqrt{\frac{L^3V}{A^3}} \quad (2.17)$$

Le coefficient de qualité Q est inversement proportionnel à la largeur de bande de fréquence sur laquelle le résonateur fournit une réduction significative du bruit. Autrement dit, plus le facteur de qualité est élevé, plus la largeur de bande correspondante est faible.

Les résonateurs de Helmholtz sont largement utilisés dans l'industrie, intégrés dans les chambres de combustion des turbines pour réduire les instabilités dans les moteurs lors de la combustion [44, 45, 46] ou dans les liners des turboréacteurs d'avion [41]. Entre autres, les résonateurs de Helmholtz ont démontré leur efficacité pour réduire les fortes oscillations acoustiques qui se produisent pendant la phase de vol et lors de l'atterrissage [47]. D'autres applications sont possibles, ainsi, pour l'acoustique des salles, plusieurs études ont porté sur les effets des résonateurs et leur pouvoir dissipatif conduisant à un changement des modes acoustiques d'une cavité [48, 49]. Pour une application possible dans l'aéronautique et l'aérospatiale, de nombreuses recherches ont porté sur l'intégration des résonateurs de Helmholtz dans des structures à double paroi. Ainsi, Prydz et *al.* [50] a évalué numériquement et expérimentalement l'utilisation de résonateurs acoustiques accordés dans une structure à double paroi. Les deux méthodes d'analyse utilisées sont comparés aux résultats expérimentaux de résonateurs embarqués réglés à 240 Hz. La théorie et l'expérience montrent que la structure peut fournir de grandes augmentations de la perte de transmission à la fréquence de résonance. Cependant, l'augmentation a été suivie par une baisse de la perte par transmission au-dessus de la fréquence de résonance. Le creux (où le système résonateur/paroi latérale augmente le signal acoustique transmis) peut être calculé en prenant en compte le volume d'air contenu dans la paroi latérale et les dimensions des résonateurs. Le but du travail présenté par [36] est le développement et l'essai de résonateurs acoustiques installés dans une cabine d'avion pour contrôler le ton de l'hélice. Les approches passives consistaient

en l'utilisation de résonateurs de Helmholtz. La perte par transmission élevée (environ 11 dB) a été obtenue grâce aux résonateurs ajoutés, permettant ainsi de créer un environnement de cabine intérieur agréable. Un système utilisé pour protéger les charges utiles contre les émissions sonores des lanceurs a été proposé par [51]. Il est basé sur l'intégration d'absorbeurs acoustiques accordés (résonateurs de Helmholtz avec le col intégré à l'intérieur de la cavité) et installé dans une mousse plastique. Ce système a réalisé une réduction de bruit élevée dans la gamme de fréquence <90 Hz. Sugie *et al.* [52] ont étudié l'amélioration de l'isolation acoustique d'une cloison à double parois à l'aide de résonateurs de Helmholtz. La méthode de la matrice de transfert a été utilisée pour prédire l'indice de réduction du son. Une isolation phonique élevée s'est produite à la fréquence de résonance des résonances grâce à l'intégration des résonateurs de Helmholtz dans l'absorbeur fibreux. Par conséquent, l'amélioration de l'isolation acoustique dans la large gamme des basses fréquences a été obtenue.

b) Les résonateurs de Helmholtz adaptatifs

Les résonateurs de Helmholtz conventionnels présentent une faiblesse lorsqu'ils sont intégrés dans des systèmes soumis à des variations élevées de fréquence. Ainsi, pour éviter ce problème, les systèmes semi-actifs peuvent fournir un moyen de maintenir l'efficacité des résonateurs pour décaler la fréquence de résonance en temps réel. Des méthodes hybrides (adaptatives-passives) ont été proposées pour des applications à bande de fréquence étroite [53]. Le concept proposé par [54] est basé sur le contrôle du volume du résonateur au moyen d'un moteur (figure 2.6). Une variation de la fréquence de résonance peut être obtenue en faisant tourner une paroi radiale interne à l'intérieur de la cavité du résonateur par rapport à une paroi interne fixe.

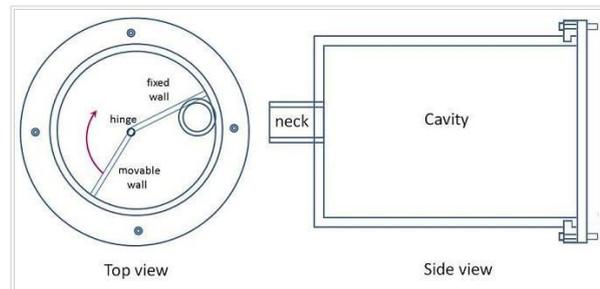


Figure 2.6 – Résonateur de Helmholtz à volume variable [54]

La paroi mobile est elle fixée à la plaque d'extrémité inférieure qui est fixée à un moteur à courant continu. Lamacusa [55] a proposé, quant à lui un résonateur de Helmholtz ajustable en utilisant un piston dans une cavité de résonateur. Ces deux derniers systèmes ont un poids élevé ce qui rend leur intégration dans des systèmes délicat de réalisation. Dans le soucis d'avoir un système léger pour des applications en aéronautique, le poids du système à intégrer dans ces structures doit être faible. L'utilisation des moteurs pour assurer le contrôle des résonateurs est à éviter, du fait du poids supplémentaire résultant [56]. Les travaux de Liu [57] ont porté sur un résonateur de Helmholtz électromécanique ayant la paroi arrière remplacée par un diaphragme en matériau piézoélectrique de forme circulaire avec différentes épaisseurs.

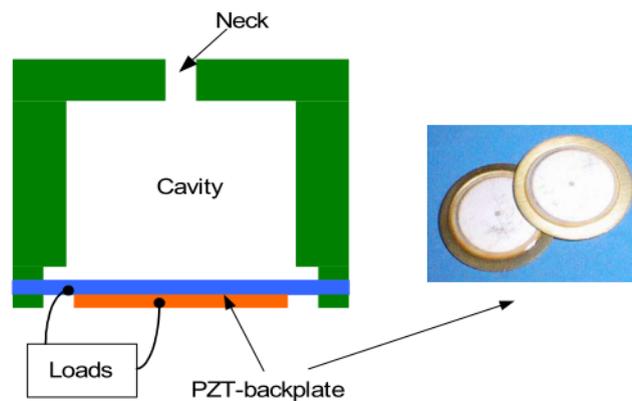


Figure 2.7 – Résonateur électromécanique [57]

L'impédance acoustique d'un résonateur électromécanique (EMHR) est modifiée in-situ par l'ajustement de l'impédance électrique de la plaque piézoélectrique sur une

large gamme de fréquence sur laquelle l'impédance acoustique du l'EMHR peut être réglée de façon significative et donc permettre de varier les fréquences de résonance. Dans ces travaux, un modèle LEM (Lumped element model) et une représentation de la matrice de transfert (TM) ont été développés pour prédire le comportement acoustique du l'EMHR. Les propriétés du matériau de la plaque piézoélectrique arrière affectent également les résonances du l'EMHR. Ruan [58] complète le modèle de Liu [57] en proposant une étude basée sur le modèle d'éléments localisés corrigée expérimentalement. Les résultats analytiques montrent que le remplacement de l'une des parois rigides d'un résonateur de Helmholtz avec un diaphragme mince va produire deux pics de perte en transmission.

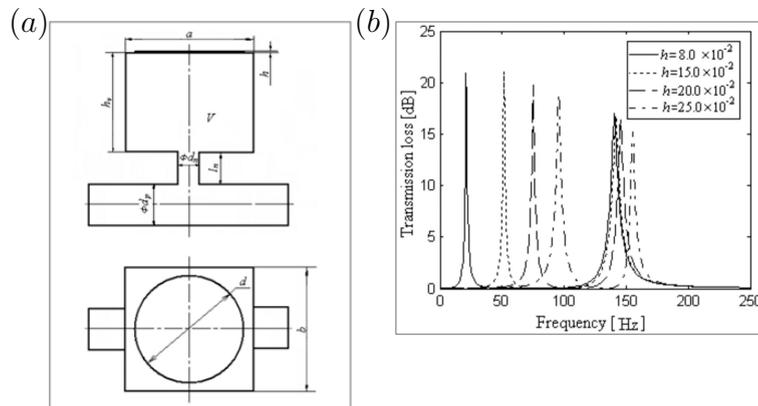


Figure 2.8 – Perte par transmission du résonateur en fonction de l'épaisseur de la membrane [58]

En outre, l'optimisation de la géométrie du diaphragme (membrane) et celle du résonateur, peut fournir deux bandes passantes larges d'atténuation correspondant aux deux fréquences de résonance. Ces dernières se déplacent vers les fréquences plus élevées avec l'augmentation de l'épaisseur de la membrane. Aussi, plus l'épaisseur de la membrane augmente, plus la première fréquence de résonance variera, tandis qu'une tendance inversée est remarquée pour la seconde fréquence. En outre, les tendances de la variation de la perte par transmission du résonateur par rapport à la dimension de la membrane sont discutées. La relation spécifique entre le diamètre et l'épaisseur du diaphragme est donnée pour obtenir une bande passante plus large d'atténuation. Les résultats montrent que le résonateur produit deux pics de perte par transmission quand

les dimensions du diaphragme répondent à certains critères, au-delà, le résonateur se comporte de manière similaire à celle d'un résonateur classique.

2.1.4 Solutions adaptatives

L'utilisation des matériaux poreux est fréquente dans l'industrie du bâtiment, dans les transports routiers et aériens. Ils sont présents dans l'habitacle des voitures, trains et avions. Néanmoins, les limites de l'utilisation passive de ces matériaux en basses fréquences ont démontré le besoin de développer de nouveaux composants capables de fournir une réduction élevée des bruits. Les chercheurs s'intéressent depuis quelques années aux possibilités offertes par le contrôle actif des bruits offerte par les matériaux dit hybrides combinant les effets passifs des mousses et actifs des composants tels que les matériaux piézoélectriques,...etc.

a) Contrôle actif

Des travaux précurseurs ont été menés par Lueg [59] et ont porté sur une méthode pour l'élimination du bruit émis par une source dite primaire. Il proposa une solution basée sur la superposition d'un signal émanant d'une source secondaire en opposition de phase (déphasage de 180°). Olsen et May [60] mettent au point un amortisseur de bruit électronique qui réduit le niveau du bruit au moyen d'un système électronique de transduction.

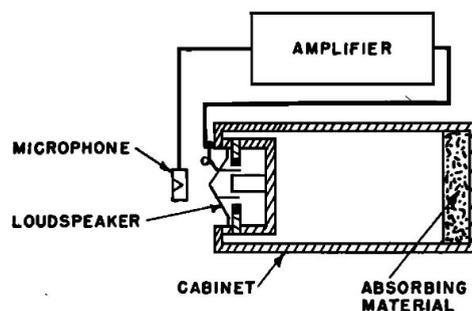


Figure 2.9 – Absorbeur sonore électronique [60]

Le système est constitué d'un microphone, un amplificateur et d'un haut-parleur, reliés de telle sorte que, pour un son incident, l'onde et la pression sonore au micro

soit réduite. Cet amortisseur électronique de bruit est un système de contre-réaction qui agit pour réduire la pression acoustique au voisinage du microphone. Les auteurs ont démontré que la pression acoustique dans le voisinage du microphone peut être réduite de 10 à 25 décibels sur une plage de fréquence de trois octaves dans la partie basses fréquences de la gamme audible. Des applications pratiques basées sur le système proposé ont vu le jour. Il est utilisé pour la réduction du bruit des machines à basses fréquences au voisinage de la tête d'un opérateur et intégré dans l'automobile pour réduire le bruit au voisinage de la tête de l'occupant.

b) Les mousses adaptatives

L'application la plus répondue est celle des casques antibruit actifs. Les travaux de Fuller et *al.* [61] ont porté sur l'utilisation d'un film piézoélectrique PVDF (polyvinylidène fluoride) en forme de «U» intégré dans la mousse acoustique de polyuréthane partiellement réticulée. Une configuration complète de ce système a été intégrée dans le fuselage d'un avion. Les auteurs ont pu démontrer l'efficacité de ce système sur une plage de fréquence allant de 100 à 1000 Hz. La technique utilisée est celle de la commande de force active (active force control : AFC). Une seconde source (force issue de la déformation du film PVDF) est appliquée à la structure vibrante (mousse).

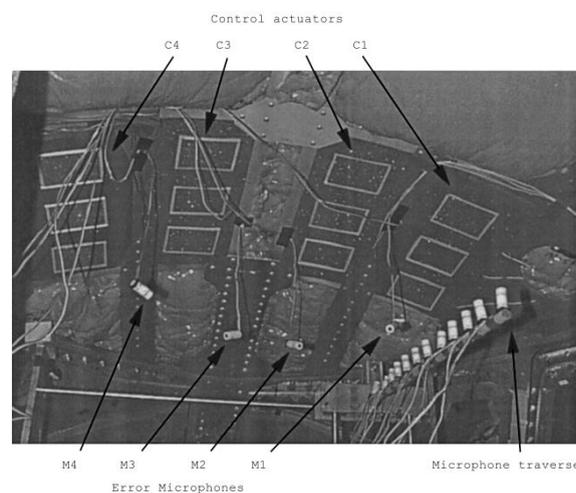


Figure 2.10 – Configuration étudiée par Fuller et *al.* [61]

Cette dernière change de comportement pour permettre le rayonnement de la mousse. Ainsi, pour une excitation à 200 Hz, une atténuation de l'ordre de 13 dB a été mesurée dans le cockpit au voisinage de l'oreille du pilote et 7 dB pour une excitation à 800 Hz. Les travaux de Fuller ont pu démontrer un vrai potentiel pour permettre l'atténuation des bruits, mais le contrôle des structures de géométrie, de fonctionnement et de réponse vibratoire complexes devient de plus compliqué. De plus, si la méthode (AFC) est appliquée à des structures légères, la source secondaire (représentant la force appliquée par le PVDF) risque de participer au processus de fatigue et donc d'accidents éventuels, ce qui n'est pas toléré. L'alimentation de la force excitatrice (source secondaire) a un coût énergétique élevé ce qui complique l'application de cette méthode de contrôle. Se basant sur le même principe, Fuller et *al.* [62] ont utilisé une forme différente pour le PVDF, en demi-cylindre en encastrant la base de l'ensemble PVDF mousse à l'intérieur d'un cadre. Le dispositif passif-actif était capable de modifier l'impédance de rayonnement observée par un piston sur une large plage de fréquence. Le potentiel de la mousse intelligente pour réduire les basses et hautes fréquences de rayonnement à partir d'un piston vibrant a été démontrée.

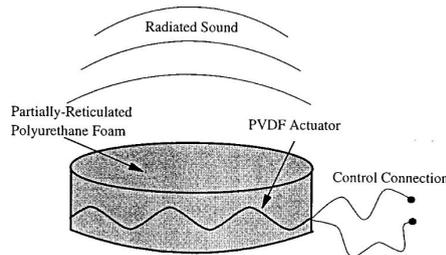


Figure 2.11 – Configuration étudiée par Gentry et *al.* [62]

Une des expériences préliminaires concernait la mousse adaptative avec une couche homogène en PVDF, qui a été sculpté dans une série de quatre demi-cylindres. D'autres configurations, en parallèle et normale ont été étudiées et les résultats du niveau de la pression acoustique (SPL) pour une excitation à 290 Hz résultant comparés. Au-dessus de 350Hz, la couche active améliore la performance passive de la mousse acoustique.

En effet, dans cette gamme de fréquence, l'atténuation acoustique passive associée à la mousse active est d'environ 15 dB par rapport à la source de piston non traitée, et celui associé à la mousse seule est d'environ 6 dB. Le rayonnement en contrôle harmonique d'un piston a été étudiée pour les deux fréquences d'excitation 290 et 1000 Hz. La première fréquence (290 Hz) correspond à la résonance de l'agitateur de piston et se situe dans une gamme de fréquence où la mousse intelligente ne fournit aucune atténuation passive. D'autre part, la fréquence de 1000 Hz a été choisie car la mousse intelligente fournit plus de 10 dB d'atténuation acoustique passive dans cette gamme de fréquence.

Akl *et al.* [63] utilisent un système appelé ACLD (Active Constrained Layer Damping) ; basé sur le concept d'empilement de mousses adaptatives. Des fibres de matériaux piézoélectriques orientées à 45° sont collées à un matériau viscoélastique lui même collé sur une couche de poreux. Cela permet un déplacement normal de la couche.

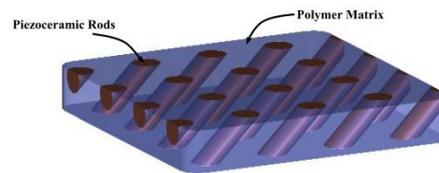


Figure 2.12 – Configuration étudiée par Gentry *et al.* [63]

L'objectif principal des travaux de Akl est le développement d'un traitement hybride actif/passif de contrôle pour atténuer simultanément les vibrations et le bruit à l'intérieur des cavités acoustiques dues aux deux modes de la structure et de la cavité sur une large gamme de fréquence. Il présente l'étude des caractéristiques d'absorption (théoriques et expérimentales) de la mousse de polyuréthane pour la réduction du bruit dans une cavité acoustique, en appliquant des techniques de contrôle appropriées à l'aide des composants transversaux de l'actionneur APDC pour contrôler activement la mousse exposée. Une étude sur l'effet de la combinaison de l'APDC de la couche viscoélastique et de la mousse de polyuréthane en une seule configuration afin d'agir comme un actionneur hybride a été réalisée. L'auteur a proposé un modèle EF (élé-

ments finis) pour une plaque flexible couplée à une cavité acoustique traitée avec un tel actionneur afin d'étudier les différents paramètres qui affectent les performances, les gains de contrôle, le nombre d'actionneurs utilisés et leur emplacement. L'utilisation de l'APDC orienté à 90° a abouti à l'amélioration des caractéristiques d'absorption au-dessus de 480 Hz. Cependant, dans le cas d'une orientation à 45° , cette gamme est étendue au dessus de 280 Hz, en raison de la double charge de la mousse en cisaillement et compression. Leroy [64] a utilisé un film PVDF de différentes formes placé à l'arrière d'une mousse de mélamine et trois formes différentes de mousses ont été étudiées. En plus des résultats expérimentaux (présentés sur la figure 2.13), les mousses adaptatives ont fait l'objet d'une modélisation par la méthode des éléments finis. Dans ces travaux, les mousses ne peuvent plus être modélisées en tant que fluides équivalents puisque le squelette de la mousse a une influence et contribue à la déformation du film PVDF.

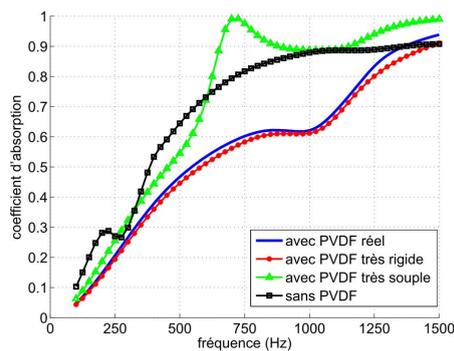


Figure 2.13 – Coefficient d'absorption pour différentes configurations de mousses adaptatives proposées par Leroy [64]

Hu [65] pour sa part, s'est intéressé aux panneaux hybrides actif/passif pour permettre l'obtention de bonnes performances en absorption et en isolation sur une gamme de fréquence large bande. Il a étudié un système composé d'une source secondaire réalisée par deux patches céramiques piézoélectriques collés sur une plaque en acier. Une cellule puis deux cellules en configuration d'absorption et de transmission ont fait l'objet d'étude expérimentale, théorique et d'une modélisation par la méthode des éléments finis. Un gain significatif sur la perte de transmission (> 15 dB) a été obtenue par un contrôle actif autour de la fréquence de résonance, et le coefficient d'absorption de ce

système hybride est supérieur à 0.6 au-dessus de 500 Hz. Les mousses adaptatives ont donc démontré leur efficacité pour l'atténuation et l'isolation des bruits mais aussi pour les possibilités qu'elles offrent pour des applications industrielles. Elles permettent le contrôle de l'absorption, de la transmission et du rayonnement acoustique.

En plus du potentiel offert par les mousses actives pour le contrôle des basses fréquences, de nouvelles pistes ont émergé ; elles sont basées sur l'intégration d'éléments résonants tels que les résonateurs de Helmholtz dans les matériaux poreux formant ainsi des méta-matériaux. Cela permet d'améliorer les performances acoustiques en basses fréquences tout en les conservant en moyennes et hautes fréquences.

2.2 Utilisation des matériaux électroactifs en acoustique

Les polymères électroactifs (EAP) ont récemment émergé comme matériaux intelligents d'intérêt pour diverses applications industrielles. Ils possèdent des propriétés mécaniques intéressantes en plus de leur faible coût de fabrication. Des applications prometteuses dans différents secteurs sont possibles ; intégrés dans les pompes ou utilisés comme valves [66, 67], comme haut-parleurs [68] ou tout simplement en robotique comme muscles artificiels [69]. Les EAPs peuvent être divisés en deux grandes catégories en fonction de leur mécanismes d'activation, soit contrôlé par un champ électrique, soit ionique qui nécessite la diffusion d'ions [70]. Un matériau électroactif est composé d'une membrane diélectrique (dans notre cas de l'acrylique 3M VHB 4910) pris en sandwich entre deux électrodes. Lorsqu'une tension est appliquée, l'électrode presse le film élastomère qui est comprimé dans le sens de l'épaisseur et se dilate dans la direction du plan et une expansion de la zone est alors observée, comme illustré sur la figure 2.14. Cela réduit l'épaisseur du matériau et change sa rigidité. En supposant qu'il n'y ait pas de flambage ou de flexion lorsqu'une tension d'actionnement V est appliquée, la force électrostatique entraîne une diminution de la contrainte de la membrane, dont

la relation est théoriquement donnée par [71]

$$\sigma_p = \sigma_0 - \varepsilon_0 \varepsilon \frac{V^2}{t_m^2} \quad (2.18)$$

où σ_p est la contrainte de la membrane due à la tension appliquée, σ_0 est la contrainte initiale de la membrane, ε_0 est la permittivité de l'air ($8,85 \cdot 10^{-12}$ As/Vm), ε la permittivité électrique de l'élastomère [72] et t_m l'épaisseur de la membrane.

L'équation (2.18) est équivalente à

$$T_p = T_0 - \varepsilon_p V^2 \quad (2.19)$$

où T_0 et T_p sont respectivement, la force de tension de la membrane avant et après application de la tension électrique et $\varepsilon_p = \frac{\varepsilon_0 \varepsilon}{t_m^2}$.

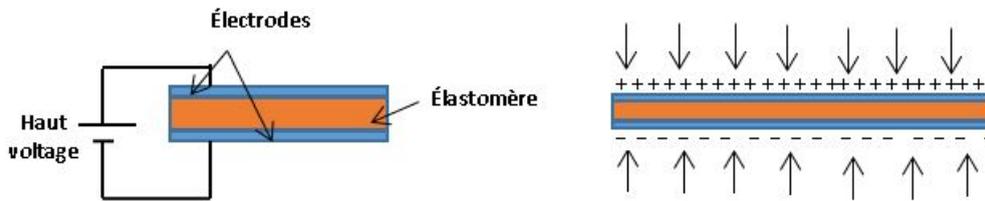


Figure 2.14 – Fonctionnement d'un matériaux polymère électroactif

Ce type de membrane offre des propriétés mécaniques et électriques intéressantes telles que la légèreté, une densité énergétique élevée, un taux de déformation élevé allant jusqu'à 400% et un temps de réponse rapide ($<1\text{ms}$) [73].

Plusieurs types de matériaux électroactifs ont été mis au point par différentes méthodes [74] :

Les polymères électroactifs diélectriques (DEAPs) où un champ électrique élevé (de l'ordre du kV) doit être appliqué afin d'obtenir la déformation de ces matériaux. L'avantage réside dans la faible consommation de la puissance électrique et ne requièrent pas de puissance pour se maintenir à une position donnée. Le matériau retrouve sa forme initiale une fois que le champ électrique arrêté.

Le tableau 2.1 liste des matériaux électroactifs possédant différentes propriétés mécaniques adaptées à plusieurs utilisations [70].

Tableau 2.1 – Comparaison des propriétés des matériaux intelligents [70]

Matériau	Module de Young (GPa)	Déformation maximale%	Densité ρ (g/cm ³)
Matériaux piézoélectriques classiques			
PZT	50-70	0.12-0.18	7.6
Terfenol-D	25-65	0.075-0.2	9.15-9.25
PVDF	1-2	0.1	1.47
NiTi	70-110	2-8	6.45
Matériaux intelligents émergents			
Silicon	0.0001-0.001	117-63	1.1-1.15
Acrylique	0.003	215	0.8
PVDF-TrFE	1	2-4	1.9

Des matériaux comme l'acrylique et le silicone permettent une grande déformation avec une grande capacité de déformation (380% pour l'acrylique précontraint) [75], tandis que d'autres possèdent une rigidité élevée (Module de Young élevé). Nous nous intéressons plus particulièrement à l'acrylique dans notre étude pour ses propriétés mécaniques intéressantes et la maîtrise du processus de fabrication des membranes circulaires électroactives. Nous nous sommes appuyés sur l'expertise du Laboratoire de conception d'actionneurs et moteurs de l'Université de Sherbrooke (CAMUS) en collaborant avec l'équipe du Pr. Jean-Sébastien Plante.

2.2.1 Modélisation des matériaux électroactifs

La compréhension et la maîtrise de la physique gouvernant les performances vibratoires et acoustiques des matériaux électroactifs demande des analyses approfondies. Plusieurs paramètres sont à prendre en considération comme les non-linéarités dues à la nature visco-élastique de ces matériaux qui offrent des déformations élevées. Le comportement mécanique des élastomères est souvent décrit par des modèles hyperélastiques

analytiques dont les paramètres sont identifiés à partir de données expérimentales. Les modèles sont basés sur l'expression de l'énergie de déformation (notée ici W) [76]. Parmi les modèles les plus répandus, le modèle Néo-Hookean [77], de Mooney-Rivlin [78] ou encore le modèle d'Ogden [79] peuvent être cités. Plusieurs travaux se sont intéressés à la modélisation des matériaux DEAP (matériaux électroactifs diélectriques) ces dernières années [80]. Wissler [81], dans ses travaux a proposé un modèle numérique d'une membrane électroactive circulaire plane. Plante et Dubowsky [82] ont développé un modèle d'élastomère diélectrique qui capture les effets des taux d'étirement (λ) des membranes en fonction de la variation des différentes propriétés des matériaux utilisés. Zhu [83] analyse une membrane d'un élastomère diélectrique de ratio $\lambda=1.1$ et 3 (λ est le taux (ou ratio) d'étirement du matériau DE qui est défini comme étant $\lambda = r_1/r_0$, où r_0 est la dimension originale de la membrane et r_1 est la dimension après l'étirement), montée sur une bague circulaire rigide. Une pression gonfle la membrane et une tension électrique est appliquée entre les électrodes. Les fréquences propres de la membrane modifiées en faisant varier λ , la pression ou la tension. L'auteur conclut que la contrainte interne de la membrane électroactive augmente avec le ratio d'étirement λ . Les fréquences de résonance résultantes augmentent aussi. Lorsque λ est faible, la contrainte dans la membrane augmente avec λ et sa fréquence de résonance augmente jusqu'à atteindre une valeur maximum (état critique) à certains niveaux de pression et de tension, et la fréquence décroît ensuite. Lorsque λ est grand ($\lambda=3$), la fréquence fondamentale diminue à mesure que la tension électrique augmente. Cet effet est primordial dans la conception des résonateurs acoustiques à membrane électroactive. Zhang [84] a proposé un modèle dynamique pour les EAPs avec l'intégration de l'effet d'amortissement visqueux. À partir des calculs numériques basés sur un modèle rhéologique SLS (Standard Linear Solid), les propriétés de résonance des matériaux électroactifs incluant l'effet d'amortissement ont fait l'objet d'analyses. Les résultats démontrent une réduction de la fréquence de résonance (lorsqu'une tension électrique est appliquée) et l'amplitude du pic de résonance avec l'augmentation de l'amortissement. Ce dernier a un effet sur les propriétés vibratoires (souvent à comportement

non-linéaire) et sur la stabilité dynamique des EAPs, qui peuvent être utilisées pour contrôler les résonances des systèmes contenant ces matériaux.

2.2.2 Intégration des matériaux électroactifs pour le contrôle des résonances

Les 5 dernières années ont vu émerger des concepts de résonateurs acoustiques à base de matériaux électroactifs (souvent des cavités à membranes) utilisés pour leurs faibles poids et la possibilité qu'ils offrent pour contrôler les résonances en faisant varier la tension électrique. Ainsi, les performances acoustiques d'un silencieux de conduit ont été étudiées expérimentalement par [85].

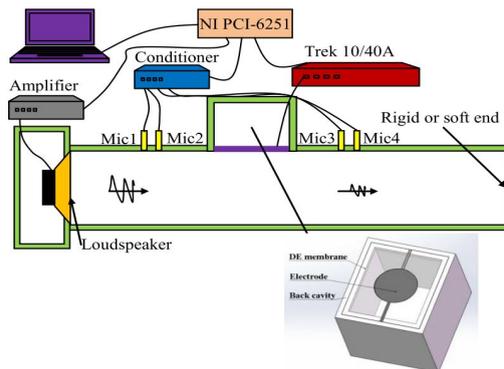


Figure 2.15 – Montage expérimental pour le silencieux accordable [85]

Le système est formé d'une membrane DE contrôlée pour faire varier les fréquences de résonance d'une cavité arrière (figure 2.15). Les résultats montrent que les pics de résonance obtenus peuvent être ajustés et dépendent des ratios d'étirement (λ) des membranes DE. La cavité installée sur la paroi de la canalisation (figure 2.15), agissant comme un résonateur acoustique peut absorber l'énergie acoustique autour de sa fréquence de résonance. Dans ces travaux, une cavité d'une profondeur $h=160$ mm, longueur $L=135$ mm, et la largeur $w=160$ mm est installée sur un côté d'un conduit faisant office de guide d'onde.

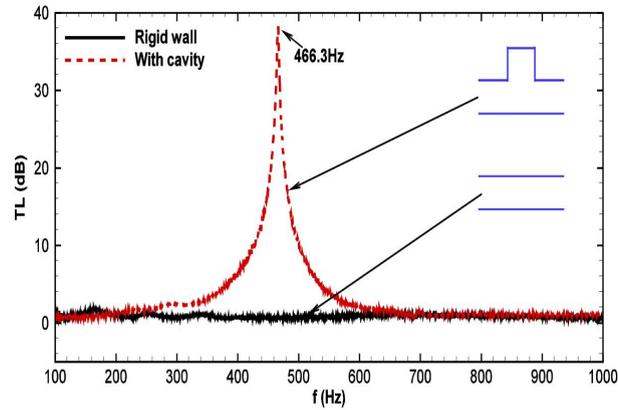


Figure 2.16 – Perte par transmission de la cavité rigide [85]

La première fréquence de résonance de cette cavité est $f=466.3$ Hz (figure 2.16). Une membrane diélectrique (DE) avec un ratio $\lambda=4$ est placée à l'extrémité ouverte de la cavité. La perte par transmission du conduit sous différentes tensions est illustré sur les figures 2.17 (a), b). Deux résonances principales sont obtenues, la première est autour de 300 Hz, la deuxième à 350 Hz, tandis que la fréquence de résonance pour la cavité seule est à 466.3 Hz (figure 2.16). L'ajout de la membrane a contribué à la création d'un couplage vibro-acoustique générant ainsi des résonances.

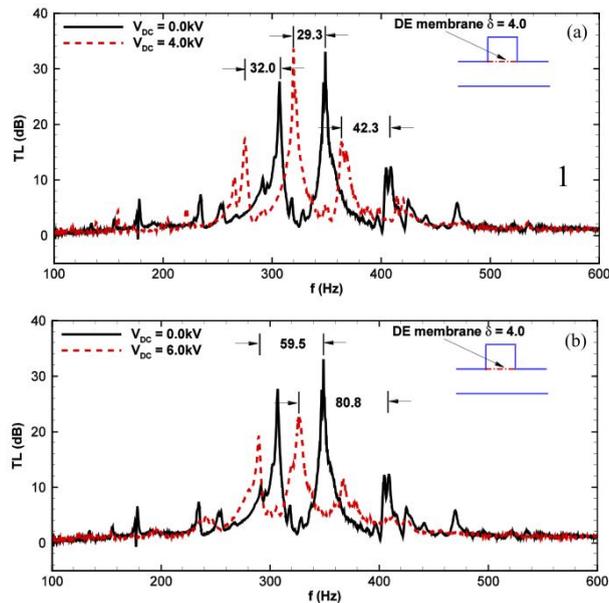


Figure 2.17 – Perte en transmission (TL) du silencieux ($\lambda=4$) sous différentes tensions : (a) 4 kV ; (b) 6 kV [85]

L'application de la tension électrique a ensuite permis de décaler les résonances du système vers les basses fréquences.

Yu [86] étudia les propriétés acoustiques d'une cavité acoustique installée sur un conduit et accordé par une membrane DE. Un modèle analytique tridimensionnel basé sur la méthode PTF (Patch Transfer Function) a été développé pour caractériser le couplage fluide-structure complexe entre la membrane DE et les milieux acoustiques environnants. Les résonances dans les courbes de perte par transmission (TL) sont décalées vers des fréquences plus basses lorsque la tension appliquée à la membrane DE est augmentée. Ainsi, l'effet d'augmentation de tension, la variation de la perte par transmission et sa plage de réglage possible ont été analysés. D'autres travaux se sont intéressés aux méta-matériaux. Yu [87] étudia un dispositif comprenant un réseau de 4 résonateurs en forme de cavités acoustiques à ratio d'étirement variant de 3.2 à 4. Les pics dans les courbes de la perte par transmission acoustique peuvent être décalés vers des fréquences plus basses lorsque la tension appliquée augmente. En plus un contrôle large bande est obtenu, montrant un potentiel prometteur pour un contrôle adaptatif du bruit dans les systèmes de ventilation et d'autres applications d'ingénierie.

2.3 Algorithmes pour le contrôle des bruits

Un contrôle est défini comme étant le moyen de développer une procédure permettant l'automatisation de la réponse d'un système donné. Cela est basé sur l'utilisation d'algorithmes et la rétroaction dans des systèmes comme ceux dans l'ingénierie incluant les systèmes dans les transports (véhicules autonomes), en robotique ou dans la gestion en temps réel des flux de données sur internet. En acoustique, différentes stratégies ont été proposées. Ainsi, le contrôle actif du bruit (ANC) est largement utilisé dans diverses applications (casque anti-bruit, habitacle des véhicules, aspirateurs,...). Il repose sur le principe des interférences destructives, où un anti-bruit en opposition de phase est reproduit en continu permettant l'élimination du bruit initial émis. Un calcul est nécessaire pour permettre l'estimation de l'anti-bruit à générer de manière adaptative pour suivre les variations du bruit [88] Afin de permettre l'adaptabilité de ses systèmes,

différents algorithmes plus au moins efficaces ont été mis au point pour le contrôle des systèmes acoustiques. Les plus répandus sont présentés dans la suite [89, 90].

2.3.1 Contrôle Feedforward

Un système Feedforward (pro-active) répond à un changement de commande ou à une perturbation mesurée d'une manière prédéfinie basée sur la prédiction du comportement du système à contrôler, cela nécessite un modèle décrivant le fonctionnement du système (figure 2.18). Il dispose d'une information avancée sur la perturbation à éliminer et peut donc anticiper cet effet et réagir à temps. Il permet de s'affranchir du capteur d'erreur évitant ainsi les retards de la réponse dûs aux traitements des données. Idéalement, il se compose d'un modèle inverse exact du système contrôlé.

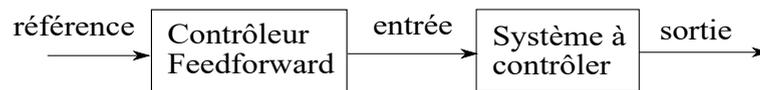


Figure 2.18 – Contrôle Feedforward

L'inconvénient est qu'une connaissance exacte du système est nécessaire, le contrôle ne peut donc pas être généralisé. Une diminution de la précision s'opère si des changements sont apportés au système étudié.

2.3.2 Contrôle Feedback

Contrairement au contrôle Feedforward, le contrôle Feedback (rétro-active) dispose d'une information avancée sur la perturbation à annuler (figure 2.19) par le biais d'un capteur placé en amont dans le chemin de propagation du bruit. cela permet d'anticiper l'effet de la perturbation et réagir à temps en comparant d'une façon automatique les perturbations externes et suit les changements de commande. Malgré les hautes performances que peut fournir ce genre de contrôle, des inconvénients existent, entre- autre :

- l'erreur doit être mesurée avant, et la réponse adaptée ensuite ;
- un compromis doit être trouvé entre la performance du système et sa stabilité.

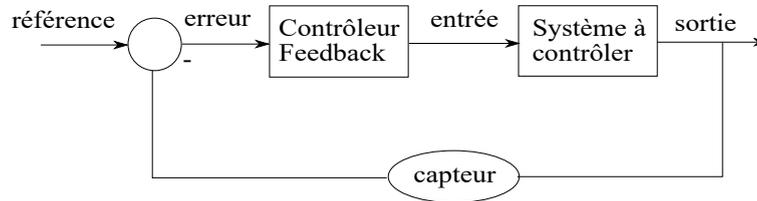


Figure 2.19 – Contrôle Feedback

Pour des applications pratiques, comme le bruit des systèmes de ventilation et la soufflante des avions, la réponse acoustique est variable en fonction des changements que subit le système. Le contrôle doit être capable de s'adapter à ces variations. À partir de là, une combinaison des contrôleurs Feedforward adaptatifs (à base de réseaux de neurones par exemple) [91, 92] et des contrôleurs Feedback traditionnels ont permis [93, 94].

Plusieurs recherches proposées dans la littérature traitent des contrôles adaptatifs des résonateurs de Helmholtz. Yuan [95] propose un résonateur de Helmholtz accordable électroniquement ayant la capacité de supprimer le bruit de conduit à différentes fréquences sans augmenter la taille du résonateur. Il a travaillé sur le contrôle de l'impédance réelle du résonateur par le biais d'un système électronique, conduisant ainsi au développement d'un résonateur actif stable. Yun [96] propose quant à lui une méthode théorique de contrôle semi-actif. Elle est utilisée pour le contrôle du bruit transmis dans différentes conditions de travail par l'utilisation de résonateurs de Helmholtz périodiques dans un système de ventilation. La méthode de contrôle proposée combine l'atténuation band-gap offerte par les résonateurs périodiques et le système de contrôle du bruit auto-adaptatif. Ce dernier est basé sur un algorithme de contrôle Feedback comprenant un filtre adaptatif pour l'acquisition automatique et le traitement du signal sonore ainsi que la fonction coût basée sur la FFT résultante. En ce qui concerne le résonateur de Helmholtz à volume variable déjà décrit dans la section 2, page 24, une loi basée sur un contrôle Feedback est proposée comme stratégie de réglage. L'algorithme est utilisé pour estimer la variation de la pression acoustique à l'intérieur de la cavité du résonateur et dans le conduit. Les deux valeurs sont d'abord comparées puis la rotation du mur intérieur adaptée afin d'ajuster la résonance.

2.4 Conclusion

L'état de l'art a révélé le besoin de développer de nouveaux dispositifs adaptatifs pour le contrôle des bruits en basses fréquences. Il est primordial d'approfondir la compréhension des différentes physiques entrant en jeu lors de l'intégration de ces dispositifs dans des matrices en mousse pour constituer des méta-matériaux. Il a aussi été constaté, l'absence d'un moyen combinant simplicité et légèreté (absence de moteur) de contrôle des résonances d'un résonateur de Helmholtz à partir de membranes électroactives, ou plus généralement le peu d'études basées sur l'utilisation de ces matériaux pour concevoir un résonateur à volume variable. Le développement d'une méthodologie de conception des composites périodiques avec des matrices en mousse contenant des inclusions adaptatives de type matériaux électroactifs est en phase avec les objectifs à atteindre. Ce choix est basé sur la grande capacité de déformation, la facilité de fabrication, le coût réduit et enfin le faible poids, offerts par ces matériaux. Ces caractéristiques devraient permettre la conception de résonateurs originaux répondant aux exigences recherchées. Parmi ces dernières, la plage fréquentielle (basses fréquences) à contrôler qui doit être la plus large possible. L'optimisation du dispositif proposé n'est pas étudiée dans ce manuscrit, elle est prévue dans de futures études complémentaires qui permettrait l'optimisation de la géométrie, le poids et le nombre de résonateurs nécessaires permettant les meilleures performances acoustiques possibles pour les applications proposées.

Chapter 3

Résonateurs acoustiques à membrane passive

Réduire le niveau du bruit à l'intérieur des cabine d'avion est un enjeu sérieux qui reste l'une des principale préoccupations des chercheurs. Des solutions passives sont proposées et utilisées, elles sont axées sur l'utilisation des mousses acoustiques telles la mélamine ou la fibre de verre. Ces dernières ayant une faible performances en basses fréquences, des solutions basées sur l'intégration d'inclusions solides comme les résonateurs de Helmholtz ont fait leur apparitions. Cependant, des études approfondie sont nécessaires afin de permettre la compréhension des différents mécanismes qui contrôlant les performances acoustiques de ces méta-matériaux.

Dans un premier temps, une analyse portant sur l'emplacement de la membrane électroactive au sein du résonateur est nécessaire. Le but est d'étudier numériquement la perte par transmission (et l'absorption acoustique) des deux configurations illustrées sur la figure 3.1:

b) membrane passive installée à la place de la paroi arrière;

c) membrane installée à la place de la paroi avant;

afin de déterminer la position offrant les meilleures performances acoustiques [97].

L'étude détaillée est présentée dans l'annexe A, et permet de mettre en évidence le choix de la configuration (c) avec la membrane installée sur la paroi avant du résonateur.

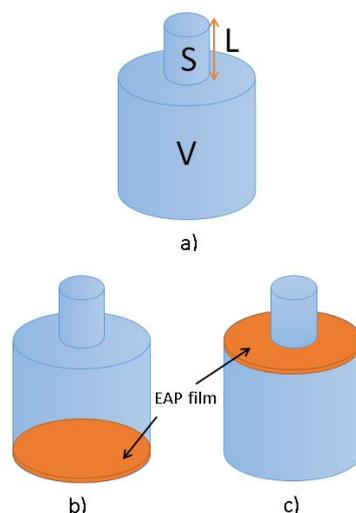


Figure 3.1 – Configurations étudiées: a) Résonateur de Helmholtz classique; b) Résonateur de Helmholtz avec paroi arrière en membrane électroactive; c) Résonateur de Helmholtz avec paroi avant en membrane électroactive

Cette configuration semble présenter plus d'avantages pour la perte par transmission et pour l'absorption acoustique. Elle est donc choisie pour toutes les études présentées dans le document.

Ce chapitre présente l'étude des performances acoustiques de deux dispositifs basés sur l'intégration d'une membrane en matériau Diélectrique (DE) qui est l'acrylique (VHB 4910), l'article est intitulé «Numerical and experimental investigations on the acoustic performances of membraned resonators».

Auteurs et affiliations

Ahmed ABBAD: étudiant au doctorat, Université de Sherbrooke/ Université de Bourgogne Franche-Comté

Noureddine ATALLA: professeur, Université de Sherbrooke, faculté de génie, département de génie mécanique.

Morvan OUISSE: professeur, ENSMM, Université de Bourgogne Franche-Comté.

Date de soumission : 12 Aout 2017

Revue : Acoustical Society of America

Titre français : Étude numérique et expérimentales des performances acoustiques des résonateurs à membrane.

Contribution au document

Cet article contribue au mémoire en présentant des investigations expérimentales et numériques de deux concepts basés sur l'intégration d'une membrane passive en acrylique (VHB 4910); le premier concept est une cavité à membrane et le 2^{me} est un résonateur de Helmholtz à membrane. Ils sont intégrés dans une mousse acoustique pour constituer un méta-matériau. Ces concepts représentent une nouveauté jamais traitée dans la littérature, avec un potentiel intéressant pour le contrôle du bruit. Les résultats du papier ont ensuite servi à l'élaboration de résonateurs actifs à membrane électroactive (EAP).

Résumé Français

Cet article présente une étude des performances acoustiques de deux concepts basés sur l'intégration d'une membrane acrylique dans la paroi frontale d'une cavité et d'un résonateur de Helmholtz (RH) intégré dans une matrice de mousse mélamine. Le matériau acrylique utilisé a d'abord été caractérisé par un test uni-axial afin d'extraire les propriétés mécaniques nécessaires pour la modélisation numérique de la membrane. Des investigations numériques et expérimentales sont effectuées afin de déterminer le potentiel des dispositifs proposés. L'absorption acoustique et la perte de transmission sont mesurées expérimentalement à l'aide d'un tube d'impédance. Un modèle numérique multiphysique combinant l'interaction acoustique-mécanique a été développé et comparé aux données expérimentales. Ces concepts pourraient offrir des améliorations significatives de l'absorption acoustique et de la perte par transmission en basses fréquences.

Mots-clés: Réduction du bruit, Absorbants acoustiques, Résonance de Helmholtz, Membrane polymère, Absorption et perte par transmission.

Paper submitted to the Journal of the Acoustical Society of America

Numerical and experimental investigations on the acoustic performances of membraned resonators

Abstract

This paper studies the acoustical performances of two concepts based on the integration of an acrylic membrane in the front wall of a cavity and Helmholtz resonator (HR) embedded in a melamine matrix. The used acrylic material was first characterized with a uniaxial test in order to extract the mechanical properties needed to model the membrane. Numerical and experimental investigations are performed so as to determine the potential of the proposed systems. Sound absorption and transmission loss are experimentally measured using an impedance tube. A multiphysics numerical model combining the acoustic-mechanical interaction has been developed, and validated using a comparison with the experimental data. These concepts could offer significant enhancements of sound absorption and sound transmission loss properties in the low frequency band.

Keywords: Noise reduction, Acoustic absorbers, Helmholtz resonator, Polymer membrane, Absorption and Transmission loss efficiency.

3.1 Introduction

Porous materials are used to reduce noise by absorbing sound energy. As a general rule, thick layers of porous materials are required for low frequency acoustic efficiency [12]. In order to reduce the thickness of sound-packages, several solutions have been proposed, among which multilayering [98] and use of resonant devices [99], the latter may consist in combining porous materials with Membrane-type resonators wherein vibrational eigenfrequencies are tuned by placing a small mass on the membrane in order to enhance the acoustic absorption and transmission loss by varying the membrane and mass properties [100, 101]. Another resonant device to control transmission loss and/or absorption at low frequencies is based on Helmholtz resonators (HR) [35, 36]. The use of HR dates back to antiquity where pots were used to absorb echoes in Ro-

main's amphitheaters [43]. They consist of a neck connected to a cavity. The incident wave is attenuated by the high impedance produced by the cavity and the neck. Its behavior could be assimilated to an equivalent mass-spring mechanical model. Several models have been proposed to allow the exact calculation of its resonance frequency. However, the experimental observations yielded to different results as for the calculated frequency, the latter being lower. This is attributed to the oscillation of an additional mass in the HR neck [102]. In another study, Ingaard [40] studied the different corrections to be made for resonator necks of varied geometries. Selamet [103] studied the influence of the neck shape of the resonator and observed that this had an influence on resonance frequency and transmission loss behavior. This large amount of research is related to the wide use of HRs in a variety of technical applications in different fields of industry. Among others, Helmholtz resonators can be used to solve aeroacoustic-based problems. Hsu et al. [47] exposed the efficiency of the HR to decrease the strong acoustic oscillations occurring during aircraft flight and landing gears bay. Acoustic resonators can also be used to suppress combustion instability in engines [44]. In room acoustic applications, Cummings [48] illustrated the HR scattering effect and how it affects the acoustic modes of a cavity. The study was extended by Doria [49], where two resonators with two different natural frequencies were coupled to a cavity to control its modes. Conventional HRs have a weakness when integrated into systems subjects to high frequency variations. Thus, to avoid this problem, semi-active systems can provide a way to maintain the efficiency of the resonators to shift the resonance frequency in real time. Adaptive-passive methods have been proposed for narrow frequency band applications. Thus, resonator which tuning frequency is controlled by varying the cavity volume [54, 55], or the opening area [53] have been proposed. Ruan et al. [58] studied an in-situ tunable compliant-backplate which changes the global HR impedance. Electroactive polymers (EAPs) [73], based on the use of the 3M VHB 4910 material have been proposed as solutions to tune a membrane-cavity (EAP membrane coupled with a back cavity) used in a duct silencer. The acoustic performances were experimentally investigated by varying the applied voltage as well as the membrane

thickness [104, 86]. The absorption coefficient and sound transmission loss resonances are shifted towards lower frequencies when the applied voltage increases. Improving the acoustic properties of sound isolators becomes possible by combining porous materials with periodically embedded HRs allowing to create effective negative mass density and bulk modulus [29]. Boutin *et al.* [30] proposed a quasi-analytic homogenized model of a periodic distribution of Helmholtz resonators embedded in a porous matrix. They demonstrate the presence of a "co-dynamic" regime resulting from the combination of the porous matrix and the local resonances of the inclusions. The obtained band difference, which can be wide or sharp, is linked to the damping of resonator and the nature of the flow regime in the matrix where the acoustic wave features are modified. Groby *et al.* [31] studied the effect on integrating a HR in a foam with different configurations by varying the host material; results show the high impact of the resonator aperture orientation on the material's sound absorption behavior. Enhancement on the acoustic performances were obtained at low frequencies. Lagarrigue *et al.* [32] proposed a 2D semi-analytical model of periodic embedded slit rings in foam matrix. The absorption coefficient of a rigidly backed porous layer was studied theoretically, numerically, and experimentally by Doutres *et al.* [33], they investigated the acoustic absorption and transmission performances of a porous material with Helmholtz resonator inclusion. An analytical model based on an extended P-TMM (Parallel transfer matrix method) method has been proposed and results validated with measured and FEM (finite element method) results. The authors pointed out the improvement of the transmission loss at the HR resonance frequency. In addition, the absorption coefficient of the foam increases or decreases depending on the HR resonance frequency and the porous material properties. The improvement is very important at the resonance frequency of the resonator, outside this zone, the efficiency is limited and directly related to the material thickness.

In this study, numerical and experimental investigation of a low frequency acoustic resonators (membrane-cavity and a front membraned Helmholtz resonator both embedded in a melamine foam), based on the integration of an acrylic membrane made from com-

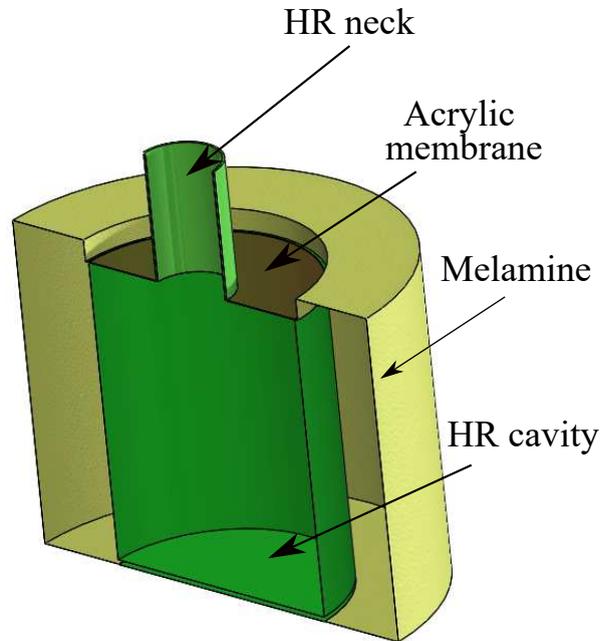


Figure 3.2 – Membraned Helmholtz resonator embedded in a melamine foam.

mercial 3M VHB 4910 material are performed. The location of the membrane can be observed in figure 3.2, which shows the typical design of the system considered in this work. The system will be fully described in Section 3. In Section 2, the mechanical properties of the VHB material for the membrane are investigated based on uniaxial tests, results are fitted with three hyperelastic material models [105]. The material parameters are used to simulate the membrane stretch process and to calculate the in-plane force for two stretch ratios $\lambda=3$ and $\lambda=4$. In Section 3, a numerical model of an acoustic resonators embedded in a melamine foam is proposed. The Johnson-Champoux-Allard (JCA) model [15] is used to model the foam acoustical behavior and losses in the resonator's neck [106]. In addition, the acoustic-mechanical interaction is taken into account in the model in order to obtain a consistent model that properly describes the acoustic performances of the system. Finally, experimental measurements performed in impedance tube are compared to the simulations to check the validity of the models. Finally, conclusions and perspectives of the work are presented.

3.2 Mechanical behavior of the hyperelastic membrane

In order to describe the mechanical behavior of the elastomer membrane, its material parameters are determined from experiments. Three strain energy functions, namely Neo-Hookean, Mooney-Rivlin and Ogden are considered in Section 3.2.1 for the VHB 4910 considered as incompressible hyperelastic material. The material parameters of the analytical models are identified from uniaxial experimental data. The selected hyperelastic model will be implemented in Section 3 in a finite element model for the simulation of the membrane stretch process which is necessary to obtain the tension of the membrane that controls its vibrating behavior.

3.2.1 Hyperelastic material models

Large strain elastic (or hyperelastic) materials are characterized through a strain energy potential, which describes the strain energy as a function of the deformation. The total strain energy density W_s is defined as [76]

$$W_s = W_{iso} + W_{vol}, \quad (3.1)$$

where W_{iso} is the isochoric strain energy density and W_{vol} is the volumetric strain energy density. The second Piola-Kirchhoff stress tensor is given by

$$S = -p_p J_v C^{-1} + 2 \frac{\partial W_{iso}}{\partial C}. \quad (3.2)$$

p_p is the volumetric stress (pressure), J_v is the volume ratio, and C is the right Cauchy-Green tensor.

In this study, the hyperelastic models assume near incompressibility and thus the volumetric terms are dropped [107]. The first component of the first Piola-Kirchhoff stress tensor P_1 and the Cauchy stress tensor σ , can be expressed as a function of the

second Piola-Kirchhoff stress tensor S_1 as

$$P_1 = FS_1, \quad (3.3)$$

and

$$\sigma = J_v^{-1}FS_1F^T, \quad (3.4)$$

F being the deformation gradient.

The strain energy density W_s is expressed in terms of principal stretches λ_1, λ_2 and λ_3 . In the case of a uniaxial test (1D), incompressibility requires: $\lambda_1 = \lambda$ and $\lambda_2 = \lambda_3 = \frac{1}{\lambda}$ (λ being defined as $\lambda = \frac{L}{L_0}$ where L is the deformed length of the characterized specimen and L_0 its original length).

The normal component of the second Piola-Kirchhoff tensor S_1 is expressed as function of λ :

$$S_1 = 2\left(\frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda^4}\right)\left(\lambda \frac{\partial W_{iso}}{\partial I_1} + \frac{\partial W_{iso}}{\partial I_2}\right). \quad (3.5)$$

I_1 and I_2 are isochoric invariants and are given by

$$I_1 = \lambda^2 + \frac{2}{\lambda}, \quad (3.6)$$

and

$$I_2 = 2\lambda + \frac{1}{\lambda^2}. \quad (3.7)$$

In the case of uniaxial test, the first component of the Piola-Kirchhoff stress tensor P_1 is given by

$$P_1 = \frac{F_r}{A_0} = \lambda S_1, \quad (3.8)$$

and the first Cauchy stress tensor

$$\sigma_1 = \lambda^2 S_1. \quad (3.9)$$

A_0 is the original cross-section area of the test specimen and F_r is the applied force.

In the following, the first component of the Piola-Kirchhoff stress is considered for curve fitting of the experimental stress versus stretch relationships for three hyperelastic incompressible material models corresponding to various choices of the strain energy density function.

3.2.2 Neo-Hookean

The Neo-Hookean hyperelastic model [77] is a simple one parameter model, used to predict the stress-strain behavior of hyperelastic materials.

The expression of the total strain energy density for a Neo-Hookean model is given by

$$W_s = \frac{1}{2}\mu(I_1 - 3), \quad (3.10)$$

μ being the shear modulus. The associated Piolla-Kirchoff component derived from equation 3.5 and equation 3.8 is given by

$$P_1 = \frac{F}{A_0} = \mu(\lambda - \lambda^{-2}). \quad (3.11)$$

3.2.3 Mooney-Rivlin

The two parameters Mooney-Rivlin model is considered, wherein the strain energy density function W_s is a linear combination of two invariants of the left Cauchy-Green deformation tensor [78]

$$W_s = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_3 - 3). \quad (3.12)$$

equation 3.5 and equation 3.8 provide the value of the associated Piolla-Kirchoff component

$$P_1 = 2(\lambda - \lambda^{-3})(\lambda C_{10} + C_{01}), \quad (3.13)$$

where C_{10} and C_{01} are material parameters related to the linear elastic shear modulus μ by

$$\mu = 2(C_{10} + C_{01}). \quad (3.14)$$

3.2.4 Ogden model

The Ogden model is the most widely used hyperelastic material model for predicting the nonlinear stress-strain behavior of rubber-like materials [79]. In this N parameters model, the strain energy density function is given in terms of the three principal stretch ratios. For the uniaxial case, the strain energy density W_s is given by

$$W_s = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda^{\alpha_i} - 3). \quad (3.15)$$

This gives

$$P_1 = \sum_{i=1}^N \mu_i (\lambda^{\alpha_i - 1} - \lambda^{-\frac{\alpha_i}{2} - 1}). \quad (3.16)$$

μ_i and α_i are empirically determined Ogden parameters.

3.2.5 Material testing method

Uniaxial tests are performed at room temperature (23°C) by stretching the 3M VHB 4910 material samples to a predefined elongation and measuring the force decrease over a time. Tests are performed using a MTS Universal testing machine (Exceed E45). Dimensions and strain rate of the tested specimens are listed in Tab.3.1. Two 2 mm thick and 25 mm width specimens Sp1 and Sp2 are tested, only length differs. The length of the samples is reduced for increasing the final desired deformation. This is due to practical reason associated to the characteristics of the testing machine in term of displacement. The Sp1 specimen is 131 mm long. It is stretched with a strain rate of $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$ for an extent deformations up to 400 %. A strain rate of $\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$ is applied to sample Sp2 (102 mm long) up to 500 % extent deformation.

Table 3.1 – Tested specimens properties and strain rates.

Sample	Length (<i>mm</i>)	Width (<i>mm</i>)	Thickness (<i>mm</i>)	Strain rate (<i>s</i> ⁻¹)
Sp1	131	25	2	0.5
Sp2	102	25	2	5

In this step, the objective is to identify the adequate hyperelastic model suitable for the simulation of the quasi-static stretching process. This quasi-static solicitation explains the reason why no viscoelastic effect is taken into account in the models at this point. Also, the tests should be performed such that viscoelastic effects are avoided, hence the experimental campaign is restricted to the two levels of strain rates, which may be qualified as low strain rates.

Once the material stress-stretch curve is obtained, curve fitting is used to compare different hyperelastic material models with the measured data. Based on the expression of the first component of the Piolla-Kirchoff tensor P_1 (referred as "stress" in the following) as a function of λ , and given N pairs of measurements $(\lambda_i, P_i), i = 1..N$, the values of the models parameters which best fit the measured data are those which minimize the total square error

$$E_r = \sum_{i=1}^N (P_1(\lambda_i) - P_i)^2. \quad (3.17)$$

In the next section, experimental results and numerical fits based on the three models are presented.

3.2.6 3M VHB 4910 characterization results

figure 3.3 shows the experimental results in term of stress P_1 versus stretch ratio λ . Lowest strain rate of $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$ is applied to sample Sp1. A stretch ratio of $\lambda=4$ (which is equivalent to 400% deformation) is imposed (figure 3.3; gray curve) with a maximum

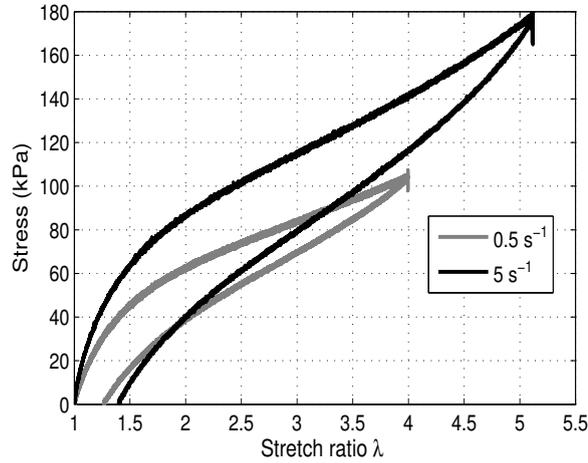


Figure 3.3 – Stress as function of λ for specimens Sp1 and Sp2.

stress of 105 kPa. For Sp2 (figure 3.3; black curve), the strain rate ($\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$) is ten times the one of Sp1. The final stretch is $\lambda = 5$ (500%) and stress around 180 kPa. Results from Sp1 and Sp2 samples are used for the identification procedure. Only the first part of the experimental data, corresponding to positive stretching, is considered for the fitting, in order to be in accordance with the effective situation of the membrane in the final resonator.

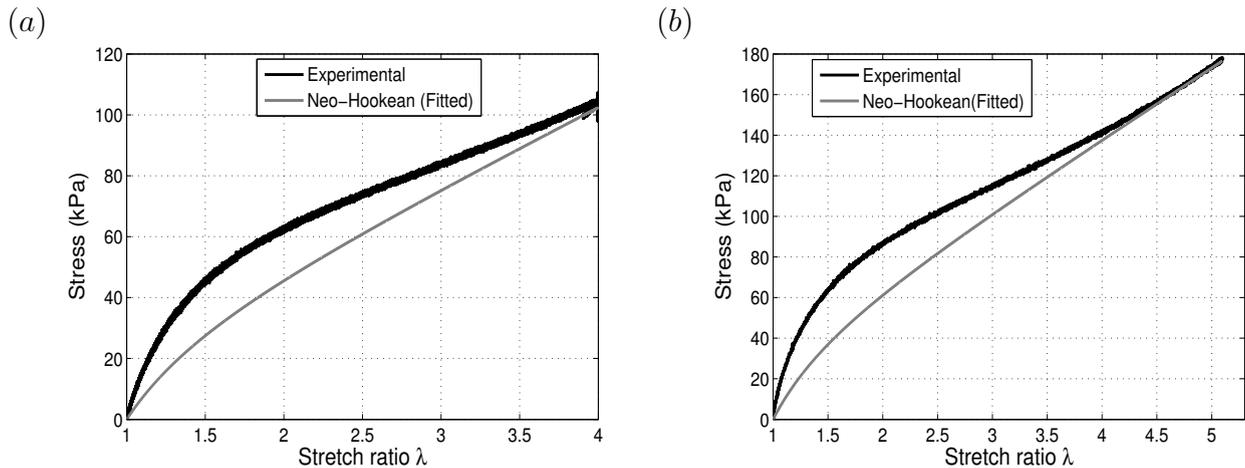


Figure 3.4 – Experimental and fitted curves for the Neo-Hookean model: a)

$\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$; b) $\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$.

The fitted stress-stretch curves are shown in figure 3.4. A shear modulus $\mu = 25$ kPa (with an average difference of 23%) and $\mu = 34.9$ kPa (with an average difference of 17.6%) are obtained for Neo-Hookean model, respectively, for $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$ (figure 3.4 (a)) and $\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$ (figure 3.4 (b)).

In order to achieve the best curve fitting in this specific case of Neo-Hookean model, and avoid the first local minimum of the LMS function, a condition is added to ensure the convergence of the algorithm such as the final point of the experimental data matches with the final point of the fitted curve.

It can be observed that the fitted Neo-Hookean model curve (gray line) correlates well with experimental test (black line) only when λ is greater than 4. Therefore, this result is related to the material nonlinearity that Neo-Hookean model can not perfectly handle.

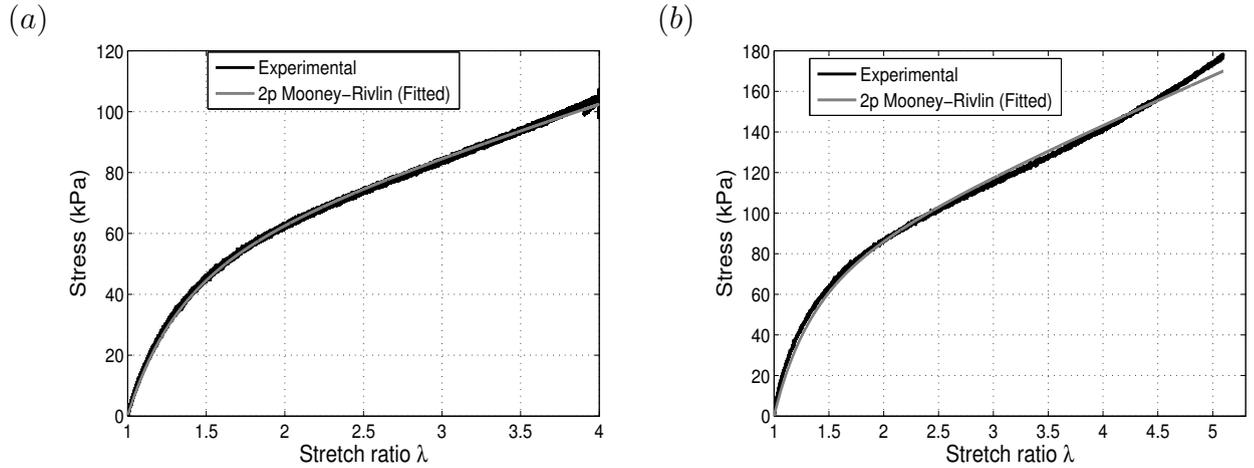


Figure 3.5 – Experimental and fitted curves for Mooney-Rivlin model: a) $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$;
b) $\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$.

The corresponding shear modulus obtained for the Neo-Hookean model ($\mu = 25$ kPa) is the same as the one proposed in [108]. It can be observed from figure 3.5 that the fitted Mooney-Rivlin (2 parameters) model curve matches perfectly with experimental (an average difference of 2.5% comparing the measured and fitted data curves). A small difference is observed for λ larger than 4.5 (figure 3.5 (b)), which corresponds to the

limit of the identified two-parameter model when $\lambda=5$ (an average difference of 3.2%). The identified material parameters values are listed in Tab.3.2.

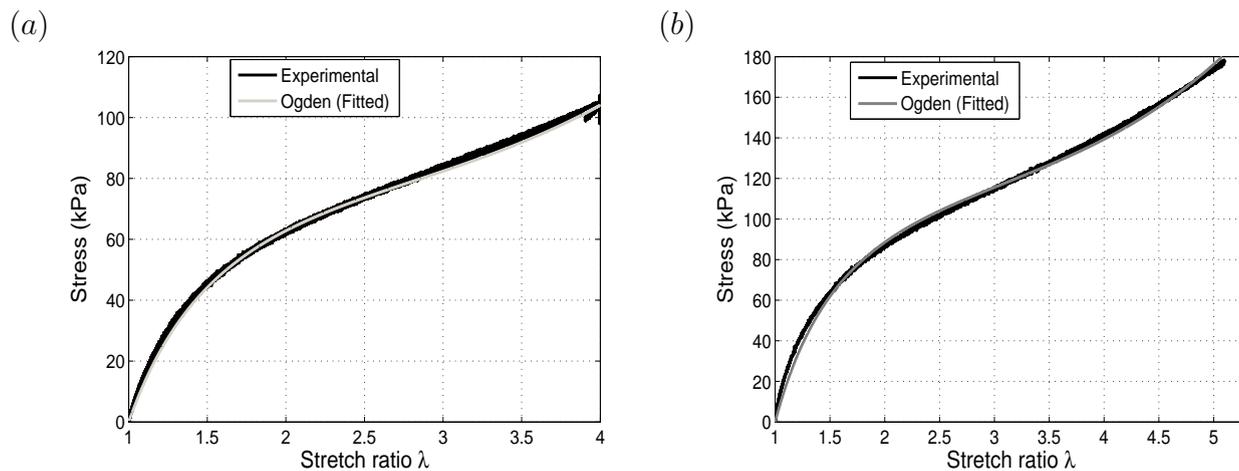


Figure 3.6 – Experimental and fitted curves for Ogden model: a) $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$; b) $\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$.

Finally, the Ogden 2^{nd} order model curves, comparing experimental and fitted results are shown in figure 3.6 (a, b) and the associated parameters values are listed in Tab.3.2. Excellent fit with experimental data is observed even for higher stretch ratio up to $\lambda = 5$ (average difference is around 2.3%). The Ogden 2^{nd} order model allows the best description of the 3M VHB 4910 behavior on the strain rate range of interest. The viscoelastic effect of this material may be very important and could be taken into account to improve the description of the mechanical dynamical behavior. The Ogden model appeared to be most suitable choice for predicting the VHB behavior because of its ability to match experimental results at small and large λ values. In the following the Ogden model is used in the FEM simulations performed to estimate the quasi-static stretching process of the membrane in order to calculate the membrane in-plane force T_0 , which is necessary for the description of the vibration movement of the membrane (see Section a)).

Table 3.2 – Parameters of 3M VHB 4910 acrylic described by Neo-Hookean, Mooney-Rivlin and Ogden hyperelastic model for two strain rates $\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$ and 5 s^{-1} .

Model	Parameter	$\dot{\epsilon} = 0.5 \text{ s}^{-1}$	$\dot{\epsilon} = 5 \text{ s}^{-1}$
Neo-Hookean	μ [kPa]	25	34.9
Mooney-Rivlin	C_{01} [kPa]	19.42	25.5
(2p)	C_{10} [kPa]	8.15	11.8
	μ_1 [kPa]	104.5	132
Ogden	α_1 [-]	0.93	1.02
(2 nd order)	μ_2 [kPa]	0.0529	0.0537
	α_2 [-]	5.38	5.27

The viscoelastic effect of this material may be very important and could be taken into account to improve the description of the mechanical dynamical behavior. The Ogden model appeared to be most suitable choice for predicting the VHB behavior because of its ability to match experimental results at small and large λ values. In the following the Ogden model is used in the FEM simulations performed to estimate the quasi-static stretching process of the membrane in order to calculate the membrane in-plane force T_0 , which is necessary for the description of the vibration movement of the membrane (see Section a)).

3.2.7 Membrane stretch FEM modeling

In order to calculate the membrane in-plane force T_0 , the obtained parameters for different models listed in Tab.3.2 are used to simulate the membrane stretch process as shown in figure 3.7.

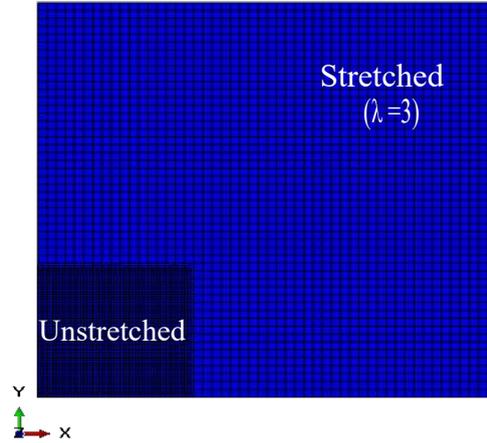


Figure 3.7 – Numerical model of the membrane stretch process: initial case (Unstretched) and final case ($\lambda=3$).

Deformations of 300% and 400% are respectively applied on both x and y directions. The obtained stress σ and membrane in-plane force T_0 are listed in Tab.3.3.

Table 3.3 – Stress σ and membrane in-plane force T_0 obtained from FEM model.

Model	Parameter	$\lambda=3$	$\lambda=4$
Neo-Hookean	σ [kPa]	224.7	399.4
	T_0 [N/m]	24.7	25
Mooney-Rivlin	σ [kPa]	328.8	510
	T_0 [N/m]	36	31.8
Ogden	σ [kPa]	273.2	392.8
	T_0 [N/m]	30.05	24.6

It can be noted that the larger the strain is, the stiffer the VHB tape becomes confirmed by the uniaxial curves and the stress values listed in Tab.3.3. The Neo-Hookean model underestimates the T_0 value for $\lambda=3$ and overestimates that of $\lambda=4$ compared to Ogden. The Mooney-Rivlin model overestimates the two T_0 values compared to those

obtained for Ogden. However, on the basis of the identification results, only the Ogden model is considered in the rest of this paper.

3.3 Experimental setup and FEM modeling of membrane based acoustic resonators

3.3.1 Description of the devices

Two acoustic devices are studied. The first one is a stretched acrylic membrane backed by a cavity of 30 mm radius and 70 mm length (figure 3.8; left). The second one is based on a Helmholtz resonator with a front wall replaced by an acrylic membrane. The same cavity dimensions are used and a neck is added to the membrane (figure 3.8; right).

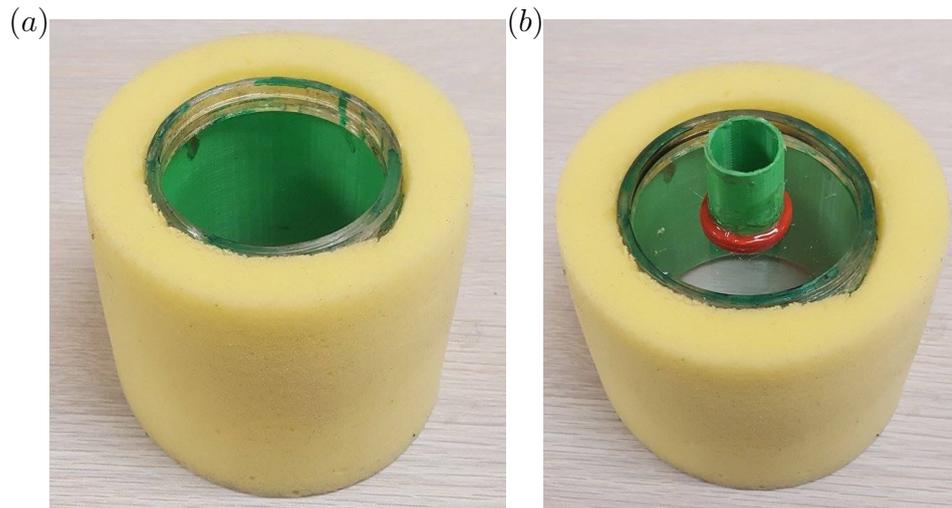


Figure 3.8 – a) Membrane-cavity and b) Membraned Helmholtz resonator, both embedded in a melamine foam.

The dimensions of the Helmholtz resonator and the membrane-cavity are listed in Tab.3.4. The circular membranes of 30 mm radius used for experimental are prepared using the 3M VHB 4910 tapes stretched 3 (and also 4) times in both directions. Both devices are embedded in a 75 mm length ultralight melamine foam.

Table 3.4 – Dimensions of the studied devices

	l_{neck}	r_{neck}	l_{cavity}	r_{cavity}
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
Cavity	-	-	70	30
HR	30	9	70	30

3.3.2 Experimental setup for acoustic characterization

The experimental performances of the acoustic devices are investigated using an impedance tube. The experimental setup is shown in figure 3.9. The aim is to characterize the acoustic performances of the proposed configurations excited by a plane waves at normal incidence, by measuring the absorption coefficient (α) and the transmission loss (TL).

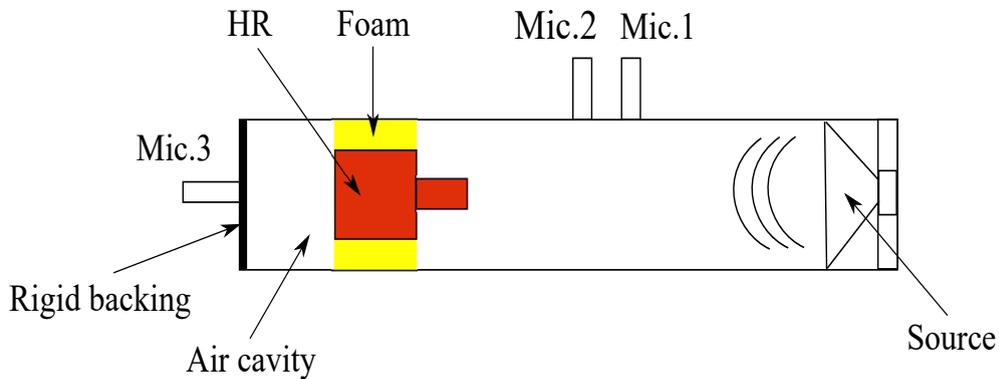


Figure 3.9 – Scheme of the impedance tube based on the 3 microphones, 2 cavities method used to determine the acoustic performances of the studied devices.

A loudspeaker installed in a 100 mm diameter tube generates a white noise. The three microphones, two cavities (3M2C) method [109] is used to obtain the sample transfer matrix, from which surface impedance, absorption and transmission coefficients are derived. Microphones Mic.1 and Mic.2 are distant of 100 mm. Mic.3 is placed at

the end of the tube. Acoustic data acquisitions are operated in the frequency range 100 to 1200 Hz.

3.3.3 Finite element model of the acoustic devices

This section describes the finite element modeling of the acoustic devices considered in this work.

a) Membrane vibration modeling

The membrane flexural amplitude of vibration $w(x, y)$ under harmonic pressure load Δp at angular frequency ω is governed by equation 3.18

$$T_0 \nabla^2 w(x, y) + \omega^2 t \rho_m w(x, y) = \Delta p, \quad (3.18)$$

where the membrane in-plane force is referred as T_0 , t being the thickness and ρ_m the density. The density of the 3M VHB 4910 is 960 kg.m^{-3} following [110], while Poisson's ratio is 0.49.

A $t_0 = 1 \text{ mm}$ thickness material was stretched three ($\lambda=3$) and four times ($\lambda=4$) on both x and y directions. The resulted membrane thickness t is reduced to $t = \frac{t_0}{\lambda^2}$ after stretching, making respectively a 0.11 mm and 0.0625 mm thick membranes. The damping effect can be accounted for by using a complex in-plane force $T_0^* = T_0(1 + j\eta)$ with η the damping loss factor of the membrane. The value of η comes from a DMA (Dynamic Mechanical Analysis) test. Three tests are performed at the excitation frequencies of 1 Hz, 10 Hz and 100 Hz. A constant damping loss factor of $\eta = 0.123$ is obtained and used in the simulation (viscoelastic behavior is ignored in this study). Equation.3.18 is discretized using quadratic Lagrange finite elements.

b) Acoustic model

A numerical model capable of describing the structural–acoustic coupling of pretested is developed in order to predict the acoustic performances of the proposed devices. The acoustic fields inside the tube and resonators cavities are described by Helmholtz's

equation

$$\Delta p + k^2 p = 0, \quad k^2 = \frac{\omega^2}{c_0^2}, \quad (3.19)$$

p is the acoustic pressure, k is the wave number and c_0 the sound speed in air.

The melamine foam is modeled as an equivalent fluid with a rigid frame. This model is described by the Helmholtz equation in which the squared sound speed c_0^2 is replaced by $\frac{K_{eff}}{\rho_{eff}}$, where K_{eff} and ρ_{eff} are respectively the frequency-dependent effective bulk modulus and density. The JCA model is based on five intrinsic experimentally measured properties i.e. the flow resistivity σ , the porosity Φ , the tortuosity α_∞ , the viscous Λ and thermal Λ' characteristic length. The intrinsic properties given in Tab.3.5 are obtained experimentally from the measurements carried out on the porous materials characterization benches of the Université de Sherbrooke. Viscous and thermal losses may also arise in the neck of the resonator [111]. In order to take them into account, the JCA model is also used in the neck. The neck is assimilated to a cylindrical pore with 9 mm radius. The corresponding parameters [12] are provided in Tab.3.5.

Table 3.5 – Johnson-Champoux-Allard model parameters of the ultralight melamine foam; the parameters from the neck are calculated using a cylindrical pore model.

	σ	Φ	α_∞	Λ	Λ'
	($N.s.m^{-4}$)			(mm)	(mm)
Foam	8432	0.99	1.02	0.138	0.154
Neck	1.81	1	1	9	9

The numerical model simulates the normal impedance tube measurements in the absorption case and the foam is terminated by a hard wall. A unit pressure is applied on the source side to simulate a plane wave excitation. The chosen frequency range of the 100 mm tube is 100 to 1200 Hz. The cutoff frequency of the tube is around 1800 Hz. The reflection coefficient R is calculated using the transfer function method. Once

the reflection coefficient determined, the surface impedance [112] is given by

$$Z_s = Z_0 \frac{1 + R}{1 - R}, \quad Z_0 = \rho_0 c_0, \quad (3.20)$$

where $\rho_0=1.2 \text{ kg/m}^3$ is the air density and $c_0=340 \text{ m/s}$ the sound velocity and the absorption coefficient α is $\alpha = 1 - |R|^2$.

In addition, the sound transmission loss of the devices is also simulated using a FEM model. An anechoic termination condition is applied at the end of the tube and transmission loss is determined by

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{W_t}{W_i} \right), \quad (3.21)$$

where W_i is the power of incident wave and W_t the power of transmitted wave.

3.3.4 Results

a) Membrane-cavity

Sound absorption and transmission loss of a membrane-cavity resonator embedded in a melamine foam with two stretch ratios are considered. The tested device is shown in figure 3.8 and the 3D schematic in figure 3.10. Figure 3.11 and figure 3.12 show the comparison between measured and simulated absorption coefficient and transmission loss of the membrane-cavity for the two cases of interest, ie. $\lambda=3$ and $\lambda=4$. The figures also show a reference result corresponding to a melamine sample occupying the full volume (ie. without resonator). The melamine curve obtained from absorption measurement (black solid line) shows a maximum absorption peak of 30% at 200 Hz and a resonance at 250 Hz attributed to the mechanical resonance of the melamine matrix. Thus, the 1/4 wavelength of the foam is observed and results in dips in both the absorption and transmission loss curves. This resonance frequency may be approached by simply considering the properties of the foam frame [113]

$$f_r \approx \frac{1}{4L} \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)}} \frac{1}{\rho_1} \quad (3.22)$$

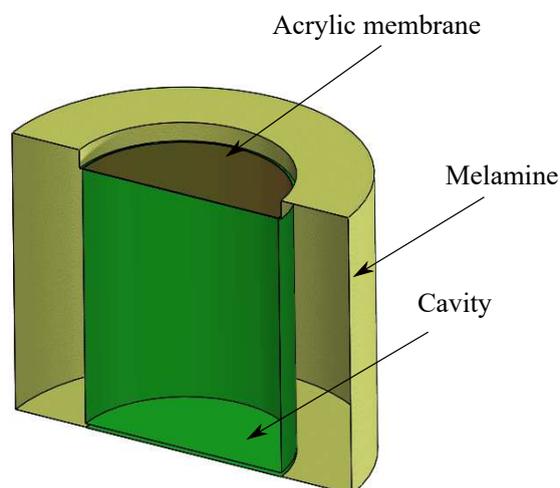


Figure 3.10 – Membrane-cavity embedded in a melamine foam: 3D schematic.

where L is the thickness, E , ν and ρ_1 are respectively the Young modulus, the Poisson ratio and the density.

A transmission loss of 5 dB is also obtained in the frequency range 200 to 1200 Hz. It can be seen that for the two considered stretch ratios values, the predicted and measured absorption coefficient and transmission loss match well. However this good correlation could be obtained only after an updating of the membrane tension T_0 . The membrane in-plane forces T_0 listed in Tab.3.3 provided from the simulated stretching process are $T_0=30.05$ N/m for $\lambda=3$ and $T_0=24.55$ N/m for $\lambda=4$. These values are highly sensitive to the applied deformation during the experimental stretch, which increases the uncertainties on the T_0 values.

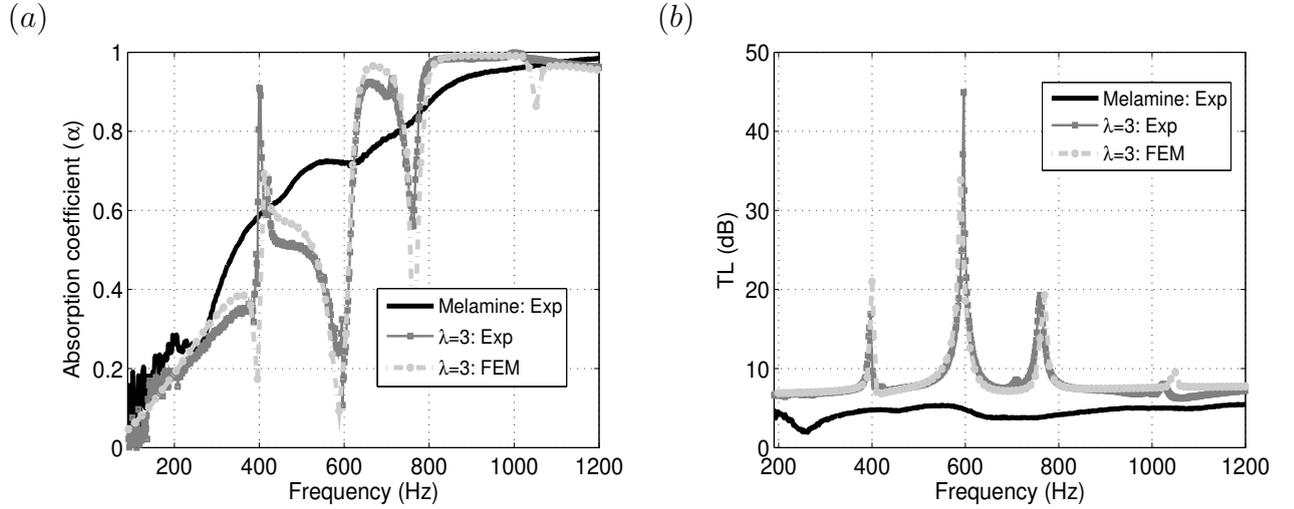


Figure 3.11 – Measurements and numerical results comparison of the membrane-cavity for $\lambda=3$ compared to the melamine foam: a) Absorption coefficient and b) Transmission loss.

To overcome this issue, an identification process based on Least Mean Square algorithm is used to obtain the effective in-plane force which better fits the experiments. The corresponding values are $T_0=30.5$ N/m for $\lambda=3$ and $T_0=30$ N/m for $\lambda=4$. Deviation between numerical and predicted values are observed, which is mainly due to the experimental errors resulting from the manual stretch process of the membrane. In the case of $\lambda=3$, three principal resonances are observed corresponding to one peak and two dips in the absorption curve (figure 3.11 (a)) and three peaks for transmission loss (figure 3.11 (b)), at respectively 395 Hz, 597 Hz and 760 Hz. In the case of $\lambda=4$, overall, resonances are shifted by approximately 30% (compared to $\lambda=3$) to 524 Hz, 722 Hz and 988 Hz. This confirms the ability of the membrane to tune the resonance of the membrane-cavity system (*1stresonance*) by varying the stretch ratio. The membrane-cavity contribution to the sound absorbing efficiency of the porous material can be positive or negative at the membrane-cavity resonance frequencies. The negative effect on sound absorption of a Helmholtz resonator embedded in a porous matrix has been presented by [33]. The authors explain that the effect is linked to the resonance fre-

quency of the resonator, the hosting foam size and its acoustic properties but also to the surface ratio of each component. No further details were given about the physical phenomena governing this effect. In order to describe and understand the obtained results, an analysis based on the comparison of the normalized surface impedances is presented thereafter.

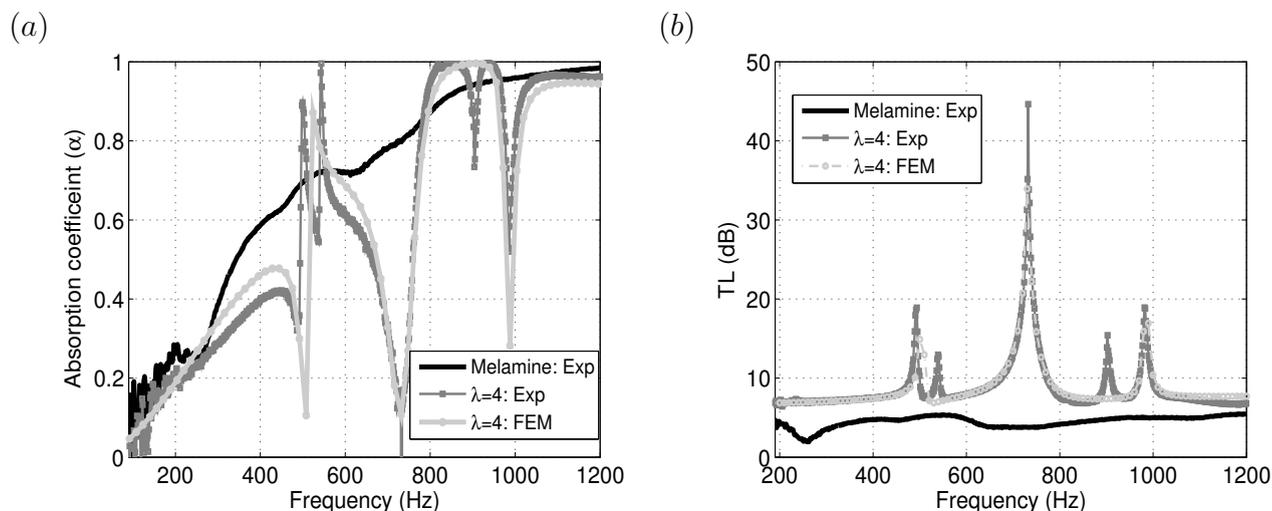


Figure 3.12 – Measurements and numerical results comparison of the membrane-cavity for $\lambda=4$ compared to the melamine foam: a) Absorption coefficient and b) Transmission loss.

The analysis is carried out on the basis of figure 3.13; showing the frequency evolution of the real (solid line) and imaginary (dashed line) parts of the normalized surface impedance for the membrane-cavity assembly Z_s^{MCA} for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ embedded in the melamine foam compared to full foam reference configuration Z_s^{Mel} . Above and below the resonance frequencies, the acoustic behavior of the assembly is quite similar to the one of the porous element. The imaginary part of the reference impedance $Im(Z_s^{Mel})$ is important at low frequency (figure 3.13; dashed black line), thus the melamine foam behavior is mainly reactive due to the rigid backing condition. Moreover, the imaginary part reaches a null value for $f = 880$ Hz inducing a high absorption coefficient. For the membrane-cavity resonators, peaks occur when the imaginary part $Im(Z_s^{MCA})$

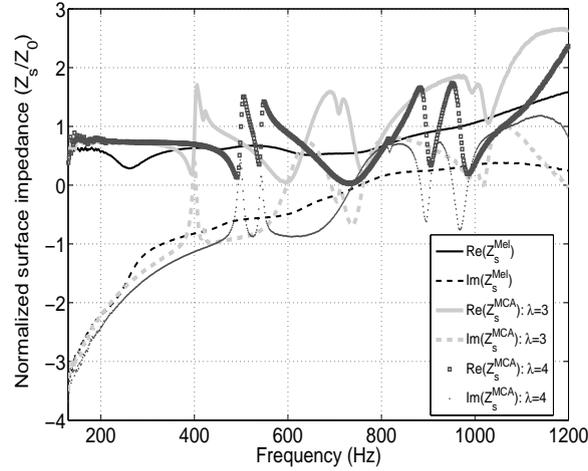


Figure 3.13 – Measured normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the membrane-cavity as function of frequency: Real part (solid line) and imaginary part (dashed lines) for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the melamine foam.

decreases to reach the null value and the real part $Re(Z_s^{MCA})$ approaches the normalized surface impedance of the air ($Re(Z_s^{MCA}) \approx 1$); an important impedance variation occurs and a high absorption coefficient is resulted at the resonance frequency. Additionally, for the two successive resonances (dips in absorption and high amplitude peaks in transmission loss), the increase of $Im(Z_s^{MCA})$ occurs in a frequency range where $Im(Z_s^{Mel})$ is fairly low as a result of the acoustic behavior of the porous material which is mainly resistive. A weak absorption is resulted because of the drop of $Re(Z_s^{MCA})$ due to the membrane resonances and reduced area of the melamine (filling ratio). The membrane-cavity resonator provides interesting resonances for frequencies above 400 Hz. Under the current assembly system parameters, the membrane with a stretch ratio $\lambda=3$ can tune the effective resonator absorption and transmission loss at 395 Hz and 760 Hz. With a higher stretch ratio of $\lambda=4$, frequencies can be increased to 524 Hz and 960 Hz. In the next section, the membrane is embedded in a Helmholtz resonator to combine structural resonance with acoustic resonance.

b) Helmholtz resonator

A Helmholtz resonator embedded in a melamine foam with its front wall either rigid or made of an acrylic membrane shown in figure 3.8 is now considered. The same dimensions as the membrane-cavity are retained.

HR Finite Elements model validation

The acoustic measurements results of the rigid Helmholtz resonator is compared to the melamine foam (solid black line) as shown in figure 3.14.

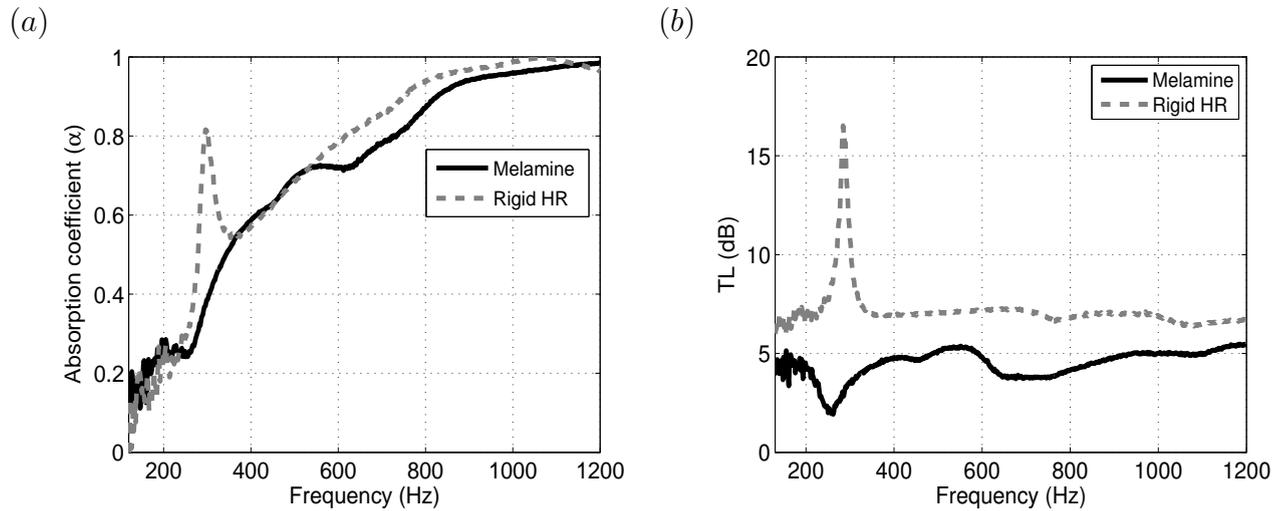


Figure 3.14 – Experimental sound absorption coefficient and transmission loss results of a rigid Helmholtz resonator compared to melamine foam.

The rigid Helmholtz resonator shows a sound absorption and transmission loss peak with high amplitude around the HR resonance frequency (i.e., 298 Hz). These peaks are related to a negative bulk modulus of the HR embedded in the foam [30, 33, 114]. Outside this resonance, the melamine acoustic transmission loss is improved due to the added mass of the embedded HR. Real and imaginary parts of the normalized surface impedances obtained from experiments for the rigid HR assembly Z_s^{RHR} (HR embedded in the melamine foam) and the reference full foam sample Z_s^{Mel} are plotted in figure 3.15. For frequencies above and below the resonance frequency ($f=298$ Hz),

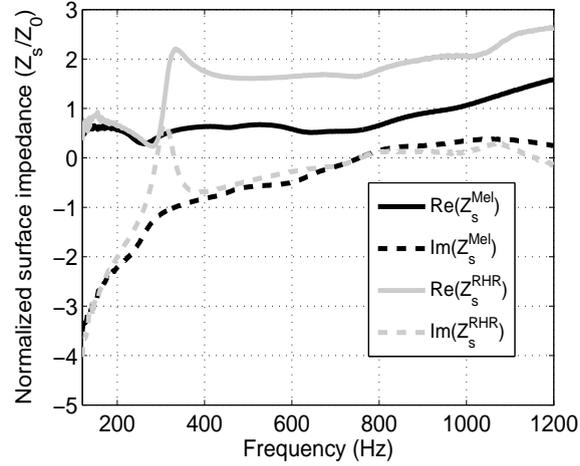


Figure 3.15 – Normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the rigid HR compared to the melamine foam: Real part (solid line) and imaginary part (dashed line).

the acoustic behavior of the assembly is very similar to the one of the melamine foam except for the real part that has an offset of Z_0 above the resonance frequency; the surface impedance is controlled by the porous element and in consequence by its surface (filling coefficient). Here again, the imaginary part of the melamine foam (figure 3.15; dashed black line) is important at low frequency due to the rigid backing. At the resonance (i.e., 298 Hz), $Im(Z_s^{RHR})$ of the assembly (figure 3.15; dashed gray line) increases to reach the zero axis while $Re(Z_s^{RHR})$ (figure 3.15; solid gray line) decreases and becomes almost equal to the impedance of the air ($Re(Z_s/Z_0) \approx 1$), which explain the high absorption at the resonance. In the case of $\lambda=3$, two principal resonances are observed, one peak at $f=187$ Hz and one dip at $f=675$ Hz in the case of absorption (figure 3.16 (a)). The same phenomenon is observed in the case of $\lambda=4$ (figure 3.16 (b)). The first resonance is shifted by about 9 Hz to $f=196$ Hz compared to the one of $\lambda=3$, the second resonance is also shifted to higher frequency by 139 Hz to $f=814$ Hz. It is clearly observed that the second resonance is more sensitive to the variation of the stretch parameter λ . Here again, the integration of the membraned HR has a positive effect on the sound transmission loss of the melamine due to the added mass. The two resonances also affect the sound transmission loss.

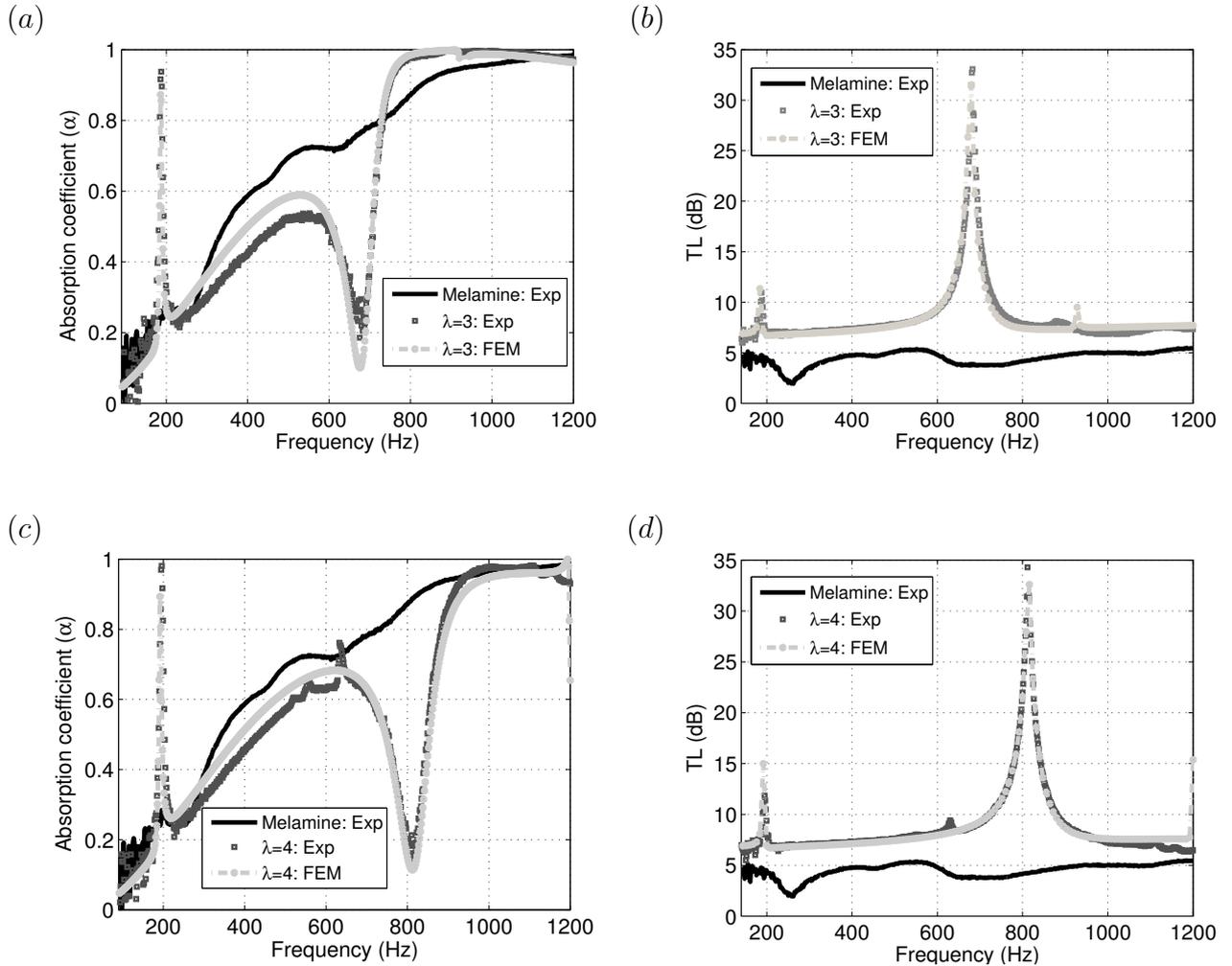


Figure 3.16 – Experimental and numerical model for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the measured sound absorption and transmission loss of the melamine foam.

A first peak of 11 dB amplitude but relatively narrow band is observed at the first resonance frequency, beside, the second peak improves the transmission loss efficiency with a 34 dB amplitude as shown in figure 3.16 (b). The same observations can be made for the $\lambda=4$ case (figure 3.16 (b), (d)) where the first resonance peak is 3 dB higher with 14 dB amplitude and the second is 34 dB amplitude. Under the current system parameters, the membrane of $\lambda=3$ and 4 can tune the effective membraned HR absorption and TL at two specific resonance frequencies resulting from the interactions between the membrane vibrations, its stiffness change resulted from the variation of

the parameter λ and the cavity dimension. Knowing the origin of the resonances is essential to understand the behavior of the membraned HR. This is discussed in the following section.

Origin of the resonances

A closed neck membraned HR, shown in figure 3.17 is studied and compared to the membraned HR presented in the previous section in order to understand the underlying physics explaining the observed behaviors.

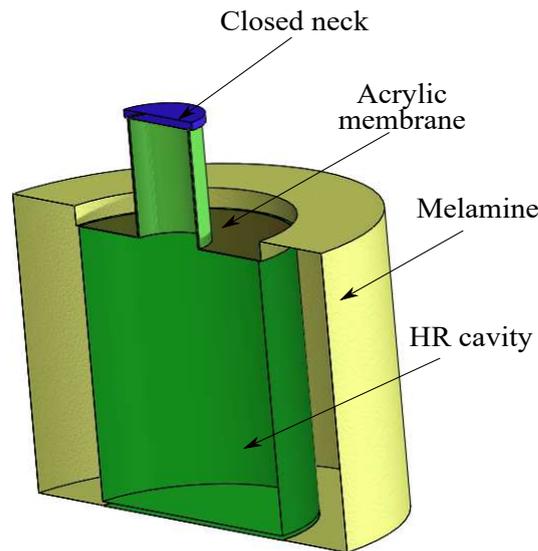


Figure 3.17 – Membraned Helmholtz resonator embedded in melamine foam with a closed neck.

Absorption coefficient of open and closed neck Helmholtz resonators are compared and corresponding results are shown in figure 3.18. In the case of $\lambda=3$ (figure 3.18 (a)), the first peak (black solid line) is located at $f=187$ Hz. This resonance does not occur anymore when the neck is closed. Furthermore, the second resonance (gray dashed line) is shifted to lower frequency from $f=675$ Hz to $f'=641$ Hz. Results confirm that the first resonance at $f=187$ Hz is a Helmholtz type resonance, while the second at $f=675$ Hz is a membrane resonance [97]. In addition it can be said that the two resonances are highly related, confirmed by the second resonance shift observed when the neck is

closed. The same phenomenon is observed in the case of $\lambda=4$ (figure 3.18 (b)). The first resonance of $f=196.3$ Hz does not occur anymore in the case of closed neck and the second resonance at $f=814.5$ Hz is shifted to $f'=782.2$ Hz. The membraned HR configurations for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ have similar global acoustic behavior. One peak and one dip are obtained in the case of absorption (figure 3.16 (a) and (c)) and two peaks in the case of the sound transmission loss (figure 3.16 (b) and (d)).

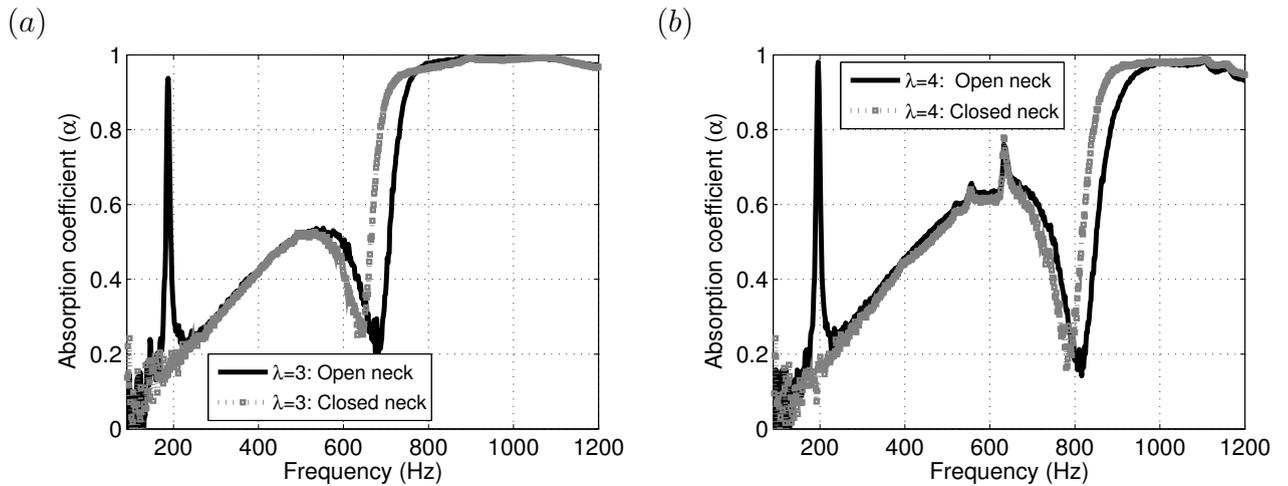


Figure 3.18 – Absorption coefficient illustrating the origins of the resonances: Comparison between an open and closed neck membraned Helmholtz resonator for a) $\lambda=3$ and b) $\lambda=4$.

As in the previous studied cases (rigid HR and membrane-cavity), the frequency evolution of the real and imaginary parts of the normalized surface impedance Z_s^{MRA} are studied and shown in figure 3.19.

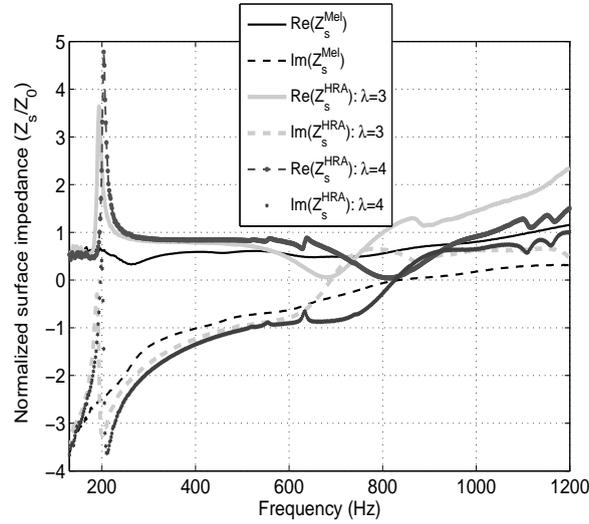


Figure 3.19 – Normalized surface impedance (Z_s/Z_0) of the studied membraned Helmholtz resonator assembly for $\lambda=3$ and $\lambda=4$ compared to the melamine foam: Real part (solid line) and imaginary part (dashed line).

It can be observed that above and below the resonance frequencies, the acoustic behavior of the assembly (MRA) is similar to the one of the reference full foam as explained in the previous cases. For the two stretch ratios, peaks occur when $Im(Z_s^{MRA})$ reaches a null value and at the same time $Re(Z_s^{MRA})$ becomes almost equal to the normalized impedance of the air ($Re(Z_s^{MRA}) \approx 1$), an important impedance variation occurs and a high absorption coefficient is resulted at the resonance frequency. Additionally, for the other resonances (dips in absorption and high amplitude peaks in sound transmission loss), the increase of $Im(Z_s^{MRA})$ occurs in a frequency range where $Im(Z_s^{Mel})$ is fairly low as a result of the resistive behavior of the porous material. A weak absorption is resulted again because of the drop of $Re(Z_s^{MRA})$ due to the membrane resonance and low surface absorption of the foam.

3.4 Conclusion

In this work, the acoustic properties of an acrylic membrane-cavity with two stretch ratios ($\lambda=3$ and 4) embedded in a melamine foam have been numerically and experimentally investigated. Under the chosen system parameters, enhancement in the sound absorption coefficient and sound transmission loss are obtained for frequencies above 400 Hz. By addition of a neck to the cavity, a front membraned Helmholtz resonator is obtained. The device allows a high sound absorption and transmission loss amplitude peaks in low frequencies (below 400 Hz). However, the resonator may contribute negatively to the sound absorbing efficiency and this decrease is shown to depend on the membrane resonance frequency. The negative effect is transformed into an interesting contribution for the sound transmission loss which becomes very large at medium and high frequencies. The resonance phenomenon can be illustrated by considering the interactions between the membrane vibrations, its stiffness change resulted from the variation of the membrane stretch ratio λ and the geometry of the Helmholtz cavity. The presented FEM model is able to represent accurately the vibro-acoustical phenomena occurring in the studied systems under plane wave propagation assumptions. Precise knowledge of the mounting conditions of the membrane are required. This high sensitivity of the membrane in-plane force response can be used as part of adaptive devices. Indeed, these membranes can be used as electroactive devices, allowing the control of the applied voltage, to tune the membrane in-plane force and then the characteristic frequencies of the devices. This will be investigated in the next part of this work.

Acknowledgments

The authors would like to thank the National Sciences and Engineering Research Council of Canada (NSERC) and CRIAQ (Consortium de recherche et d'innovation en aérospatiale au Québec) for providing financial support. It has been performed in cooperation with the Labex ACTION program (ANR-11-LABX-0001-01).

Résumé:

- Les deux concepts de résonateurs acoustiques basés sur l'intégration d'une membrane diélectrique en acrylique étudiés ont permis d'améliorer l'efficacité en basses fréquences de la mousse de mélamine.
- Le modèle numérique proposé, prend en compte l'interaction fluide-structure du système, permettant ainsi le dimensionnement des dispositifs acoustiques. Ainsi, les résultats de l'absorption acoustique ainsi que la perte par transmission obtenus expérimentalement ont été comparés avec succès à ceux issus du modèle numérique proposé.
- La membrane est à base d'un matériau diélectrique capable de se déformer et changer de propriétés lorsqu'une tension électrique est appliquée. Cette capacité est utilisée dans la suite pour concevoir des résonateurs de Helmholtz adaptatifs novateurs.

Chapter 4

Résonateurs acoustiques à base de matériaux polymères électroactifs (EAP)

Les matériaux acoustiques intelligents possèdent des propriétés remarquables. En combinant l'effet passif des mousses avec l'effet actif des actionneurs, ces matériaux auront sans doute une place de choix dans l'avenir de l'acoustique et de l'ingénierie pour la réduction du bruit et des vibrations. Dans le cadre des travaux présentés ici, la compréhension des divers mécanismes mis en jeu est primordiale pour concevoir le dispositif final qui permettra le contrôle du volume d'un résonateur de Helmholtz par le biais de matériaux actifs légers. L'élaboration d'outils décrivant les phénomènes multiphysique gouvernants le fonctionnement de ce dispositif permettra d'optimiser sa conception.

Dans ce chapitre, des mesures expérimentales et des modélisations numériques des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive sont présentées. Le but est de pouvoir contrôler les résonances grâce aux membranes électroactives fabriquées à partir de l'acrylique (3M VHB 4910) et l'addition d'électrodes.

Nous nous intéressons ici aux résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive. Néanmoins, les résultats expérimentaux obtenus pour des cavités à membrane élec-

troactive pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$ avec une tension électrique variant de 0 à 5kV, sont présentés en annexe C. Le but principal de ce chapitre est de démontrer le potentiel et les limites du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive en terme d'absorption et de perte par transmission acoustique. Le processus de fabrication et d'intégration des membranes électroactives est d'abord expliqué. Les résultats issus des mesures expérimentales sont comparés à ceux issus des modèles numériques. Les effets de la variation de la tension électrique sur les performances acoustiques de ce dispositif acoustique ainsi que sur l'amortissement sont étudiés et commentés.

4.1 Fabrication de la membrane électroactive

On étudie deux configurations de résonateurs de Helmholtz ($\lambda=3$ et $\lambda=4$). Ils ont les mêmes dimensions géométriques que ceux présentés dans le chapitre 3 (voir tableau 3.4).

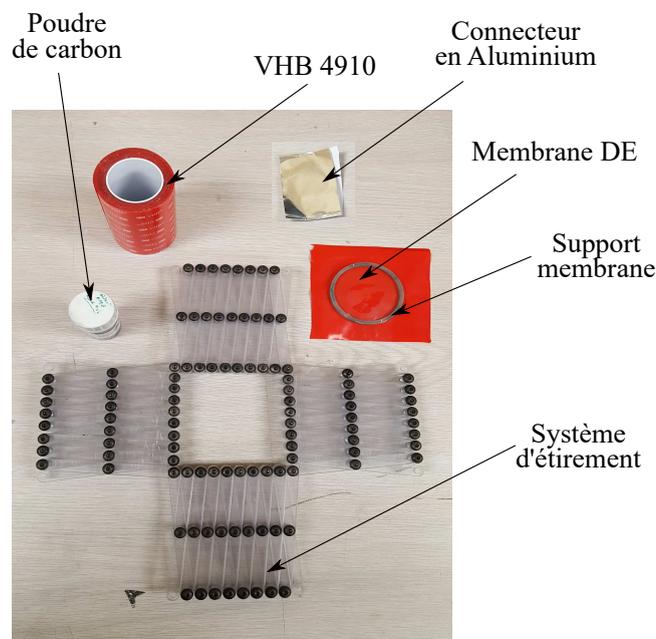


Figure 4.1 – Matériel nécessaire à la fabrication des membranes électroactives

Notons qu'un démontage de la membrane passive est nécessaire pour appliquer la poudre de carbone (sur ses deux faces afin de créer les électrodes) et l'ajout des connecteurs (ce qui se traduit par un ajout de masse) afin d'obtenir une membrane élec-

troactive utilisable. Le matériel nécessaire à la fabrication des membranes électroactives est illustré sur la figure 4.1. Cette dernière est d'abord vérifiée (inspection visuelle) puis testée seule à différents niveaux de tensions électriques (0 à 5 kV) pour s'assurer de sa fiabilité. Elle est ensuite collée à la cavité du résonateur et l'étanchéité vérifiée. Notons là encore, la présence de plusieurs incertitudes sur les propriétés géométriques des résonateurs utilisés, ce qui rend délicate la modélisation numérique. Ces incertitudes, essentiellement dues au montage, affectent le comportement acoustique de la membrane. L'ajout des électrodes et des connecteurs modifie le comportement de la membrane et un décalage de la fréquence de résonance est observé [115]. Ce point est illustré dans l'annexe B.

4.2 Description du protocole expérimental

Pour le résonateur à membrane électroactive, un col et son support sont ajoutés à la membrane et le l'ensemble est collé sur la partie supérieure de la cavité du résonateur (figure 4.2).

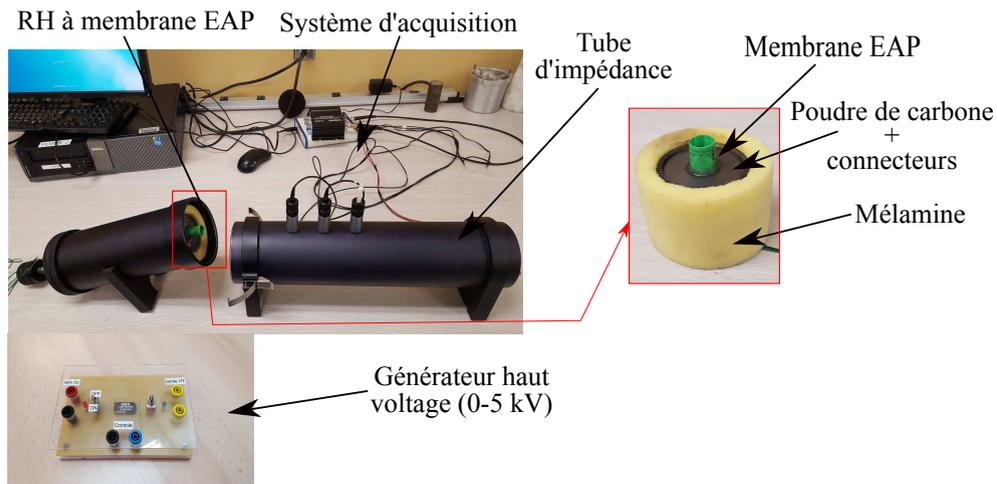


Figure 4.2 – Dispositif expérimental pour la mesure des propriétés d'adsorption et de perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive intégré dans une mousse de mélamine

Les résonateurs sont ensuite intégrés dans une matrice cylindrique en mousse de mélamine et testés en tube d'impédance. Un haut-parleur installé dans un tube d'impédance de 100 mm de diamètre génère un bruit blanc. La méthode des 3 microphones, deux cavités [109] est utilisée pour déterminer le coefficient d'absorption et la perte par transmission acoustique. Les acquisitions des données sont effectuées sur la bande fréquentielle [90-1200] Hz. Afin de varier les performances du dispositif, une tension électrique variant de 0 à 5 kV est appliquée. Pour alimenter la membrane électroactive, un convertisseur *NI-6009* (National Instruments) A/N (0-5 V) contrôle un convertisseur CC haute tension générant 0 à 5 kV (figure 4.2). La tension électrique contribue à varier la rigidité de la membrane et donc ses propriétés mécaniques. De ce fait, les performances acoustiques sont aussi affectées.

4.3 Résonateur de Helmholtz actif

4.3.1 Étude expérimentale: propriétés acoustiques d'un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

La variation des tensions électriques permet le décalage des résonances des résonateurs étudiés. Les décalages des pics s'expliquent à partir des interactions entre la membrane électroactive de rigidité variable et les résonances de la cavité (équation (2.19)). Les courbes du coefficient d'absorption pour le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) sont tracées sur la figure 4.3 (a). En dehors des fréquences de résonances le comportement du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive sont indépendant de la tension électrique. La première résonance à tension nulle est observée à une fréquence de 184,6 Hz et une amplitude de 0,85. Pour une tension électrique maximale de 5 kV, la fréquence de résonance est abaissée à 152,3 Hz, soit un décalage de 32 Hz, avec une amplitude de 0,5. Les différents mécanismes en lien avec les résonances, dont l'effet de l'augmentation du facteur de perte sont étudiés dans la section 4.6.

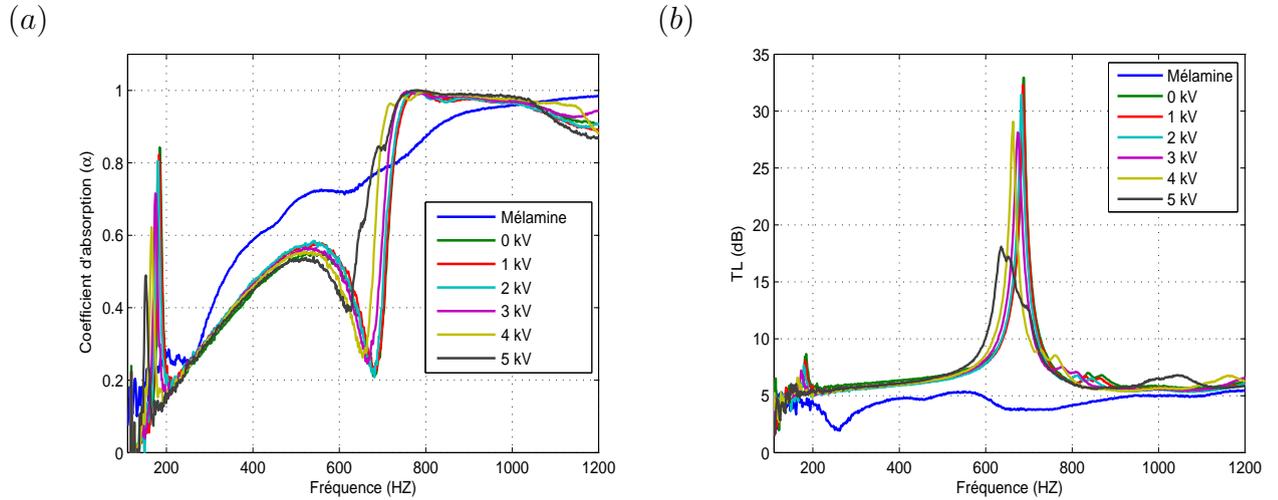


Figure 4.3 – Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$): a) coefficient d’absorption; b) perte par transmission

Sur les courbes de perte par transmission (figure 4.3 (b)), deux pics sont observés. L’application d’une tension électrique a le même effet que pour le coefficient d’absorption, puisqu’un décalage des fréquences est observé. Pour la première fréquence à tension nulle, le pic a une amplitude de 8,7 dB. Elle est réduite jusqu’à atteindre 6 dB pour une tension électrique de 5 kV. La deuxième résonance pour une tension électrique nulle a une amplitude avoisinant les 33 dB. Cette valeur passe à 17,9 dB pour 5 kV. Toutes les résonances mesurées sont listées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 – Première et seconde fréquences de résonance en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$

Fréquence (Hz)	Tension électrique (kV)					
	0	1	2	3	4	5
f_{res1}	184,6	183,0	180,0	174,3	165,5	15,3
f_{res2}	688,5	687,0	682,6	673,8	663,6	635,7

On observe donc clairement l’effet attendu: l’augmentation de la tension électrique

se traduit par un décalage vers les basses fréquences de la première fréquence de résonance du dispositif. Notons que cette propriété d'intérêt se traduit par une réduction de l'efficacité, que ce soit en terme d'absorption ou de transmission. Une analyse similaire pour le cas $\lambda=4$ conduit à des conclusions identiques. Les valeurs des fréquences de résonance sont listées dans le tableau 4.2. La première fréquence de résonance (0 kV) est de 186 Hz, un peu plus élevée que celle pour $\lambda=3$ (184,6 Hz) avec un écart d'à peine 1,4 Hz. L'écart devient plus important pour la deuxième résonance, avec 798 Hz pour $\lambda=4$ et 688,5 Hz à $\lambda=3$. Cet écart de 109,5 Hz se justifie par le fait que cette résonance est due aux vibrations de la membrane qui a une épaisseur plus faible pour $\lambda=4$ (0,0625 mm) que dans le cas $\lambda=3$ (0,11 mm).

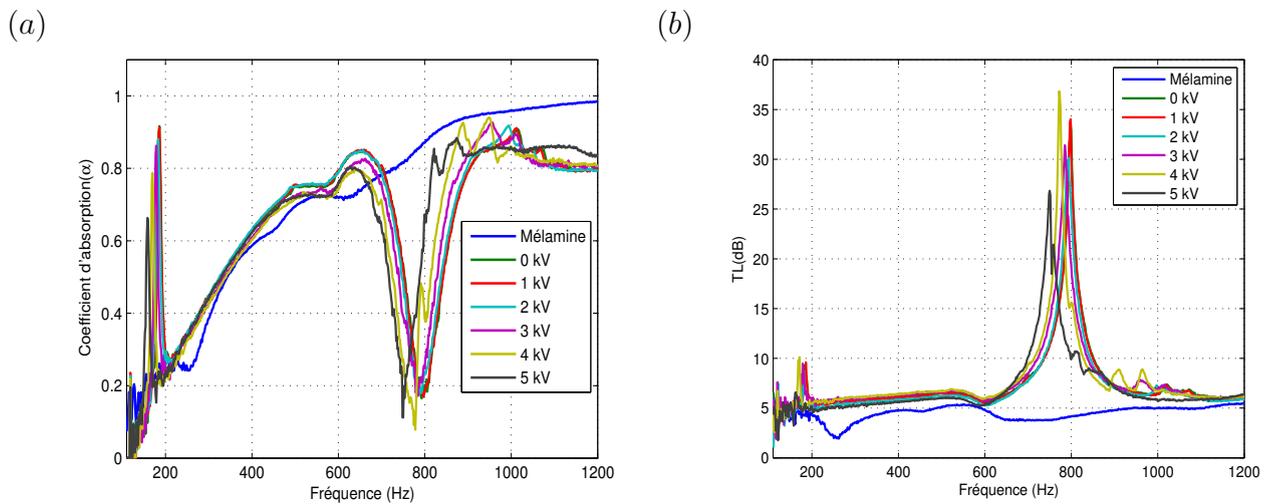


Figure 4.4 – Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive avec $\lambda=4$: a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission

La première résonance de la courbe d'absorption a une amplitude de 90%. Pour 5 kV, un décalage de 33 Hz et une baisse d'amplitude à 66% sont observés.

Pour la perte par transmission (figure 4.4 (b)), les amplitudes des pics sont globalement plus élevées que pour $\lambda=3$. Les amplitudes baissent jusqu'à presque disparaître pour 5 kV en raison de la chute de la force de tension T_p et de l'épaisseur de la membrane causées par l'augmentation de la tension électrique appliquée.

Tableau 4.2 – Première et seconde résonance en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=4$

Tension électrique (kV)	0	1	2	3	4	5
Fréquence (Hz)						
f_{res1}	186	186	183	179	170	158
f_{res2}	798	798	792	785	772	750

Pour ce qui concerne la deuxième résonance, l'efficacité en perte par transmission reste élevée, la fréquence de résonance est décalée, synonyme d'un changement de la force de tension de la membrane électroactive T_p , sans pour autant apporter un grand changement aux amplitudes des pics sauf dans le cas où une tension électrique de 5 kV est appliquée. Nous constatons l'effet du ratio λ sur le coefficient d'absorption et sur la perte par transmission des résonateurs étudiés. Les premières fréquences (résonances de Helmholtz) sont assez proches, la différence est plus apparente pour les deuxièmes résonances (de la membrane). Pour de possibles applications, les fréquences de résonance ciblées conditionnent le choix du ratio d'étirement à utiliser. Après avoir constaté qu'il était possible de piloter le comportement du résonateur par la force de tension de la membrane électroactive, la prochaine section est focalisée sur le développement d'un modèle permettant de dimensionner le dispositif pour les futures applications.

4.3.2 Modélisation numérique du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

L'effet de la variation de la tension électrique sur le décalage en fréquence des résonances de la membrane électroactive est étudié dans cette section. Comme l'indique l'équation 2.18, lorsque les électrodes des deux côtés de la membrane sont soumises à un potentiel électrique, la contrainte de Maxwell tend à écraser la membrane et à augmenter sa surface, provoquant une diminution de sa contrainte interne σ .

Le modèle étudié permet de simuler un test en tube d'impédance pour la mesure du

coefficient d'absorption et la perte par transmission (comme présenté dans le chapitre 3). Le maillage utilisé est à base d'éléments triangulaires pour le tube, la mousse et pour le résonateur. La taille est choisie de manière à avoir 6 éléments par longueur d'onde sur l'ensemble du modèle. L'effet d'amortissement est pris en compte dans le modèle en utilisant une force de tension complexe $T_0^* = T_0(1 + j\eta)$ avec η le facteur de perte d'amortissement de la membrane mesuré dans la 4.6 et listé dans le tableau 4.4).

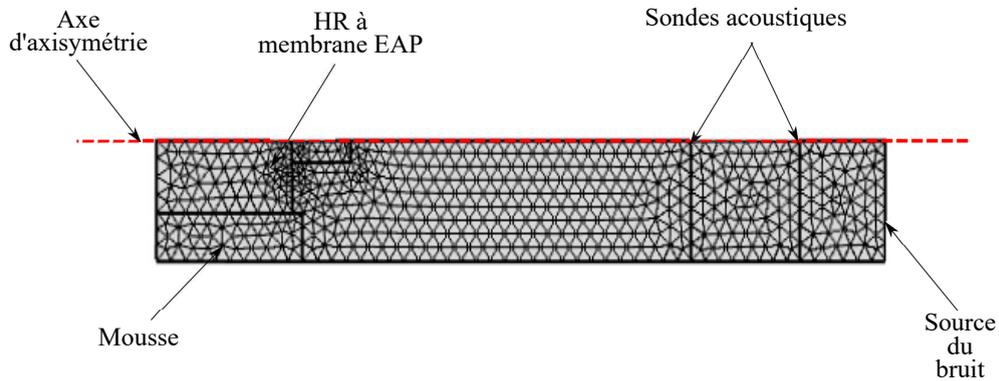


Figure 4.5 – Maillage utilisé dans le modèle numérique (2D axisymétrique) pour le calcul du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

À partir de l'équation (2.19), les variations de la force de tension de la membrane T_p avec une tension électrique appliquée allant de 0 à 5 kV sont présentées sur le tableau 4.3 pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$.

Tableau 4.3 – Force de tension de la membrane en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$

T_p (N/m)	Tension électrique (kV)					
	0	1	2	3	4	5
$T_{\lambda=3}$	29,0	29,0	27,6	25,2	21,8	17,5
$T_{\lambda=4}$	28,0	27,6	26,4	24,4	21,6	18,0

Ensuite, une analyse basée sur une régression linéaire est effectuée pour déterminer la relation entre T_0 et V (équation (2.19)), cela donne:

$$T_p^{\lambda=3} = 29 - 0.48 V^2. \quad (4.1)$$

Les unités de T_p et V utilisées dans les équations ci-dessus sont respectivement le kilopascal (kPa) et le kilo-volt (kV).

Dans le cas $\lambda=3$, la valeur de de la force de tension de la membrane est de $T_0=29$ N/m, qui est différente de celle du cas passif présenté dans le chapitre 3 et qui est de $T_0=30.5$ N/m. Cette correction est apportée afin d'approcher au mieux la courbe expérimentale à tension nulle. La différence entre les deux cas (passif et actif) est principalement due à l'ajout des électrodes (poudre de graphite et des connecteurs en aluminium léger) (figure 4.2), qui apportent un changement de la masse de la membrane. La courbe de la fonction de régression linéaire est illustrée sur la figure 4.6.

Pour $\lambda=4$, un ajustement de la force de tension de la membrane de $T_0=30$ N/m (obtenue pour le cas passif présenté dans le chapitre 3) à $T_0=28$ N/m. La fonction de régression linéaire (équation 4.2) est ensuite appliquée afin de déterminer les nouvelles valeurs des forces de tension T_p en fonction de la tension électrique appliquée.

$$T_p^{\lambda=4} = 28 - 0.4 V^2 \quad (4.2)$$

La variation de la force de tension en fonction de la tension électrique appliquée est tracée sur la figure 4.6. L'évolution est non-linéaire avec une tendance qui est en adéquation avec les deux équations (4.1) et (4.2).

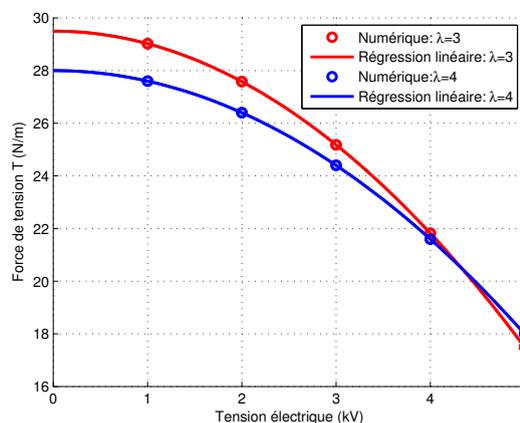


Figure 4.6 – Variation de la force de tension de la membrane en fonction de la tension électrique appliquée pour les cas $\lambda=3$ et $\lambda=4$: résultat de régression linéaire comparé au modèle numérique

4.3.3 Comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l'expérimental

Les courbes obtenues par simulation sont comparées à celles obtenues expérimentalement. Pour permettre une meilleure visibilité et éviter des courbes encombrées, seuls les cas 2 kV et 5 kV sont illustrés.

a) Absorption

Sur les figures 4.7 (a, b); un bon accord entre les résultats issus du modèle numérique et les courbes expérimentales pour $\lambda=3$ est observé. Le modèle numérique décrit avec fidélité le comportement vibroacoustique des résonateurs.

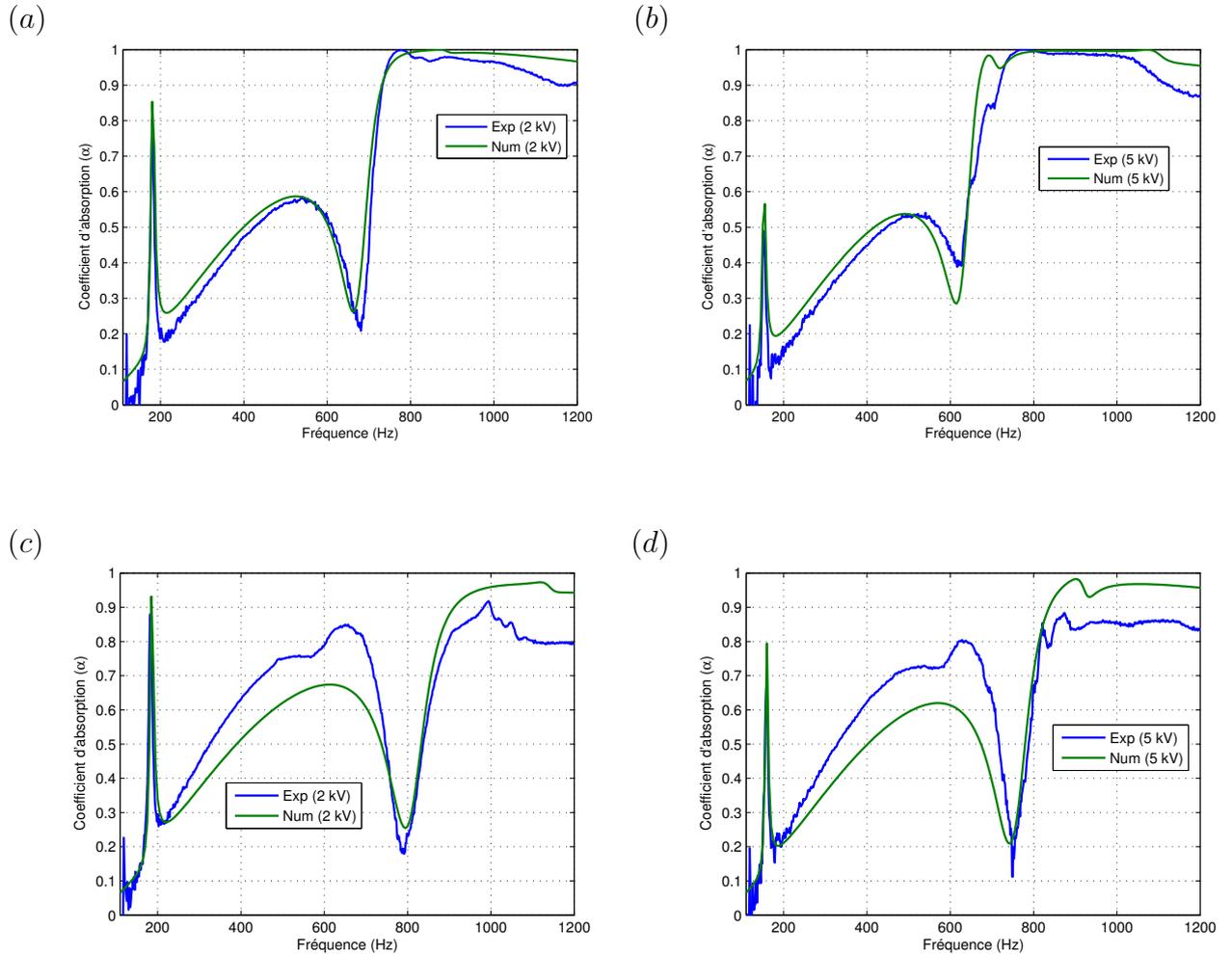


Figure 4.7 – Coefficients d’absorption des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive: comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l’expérimental. a) cas $\lambda=3$ (2 kV), b) cas $\lambda=3$ (5 kV); c) cas $\lambda=4$ (2 kV), d) cas $\lambda=4$ (5 kV)

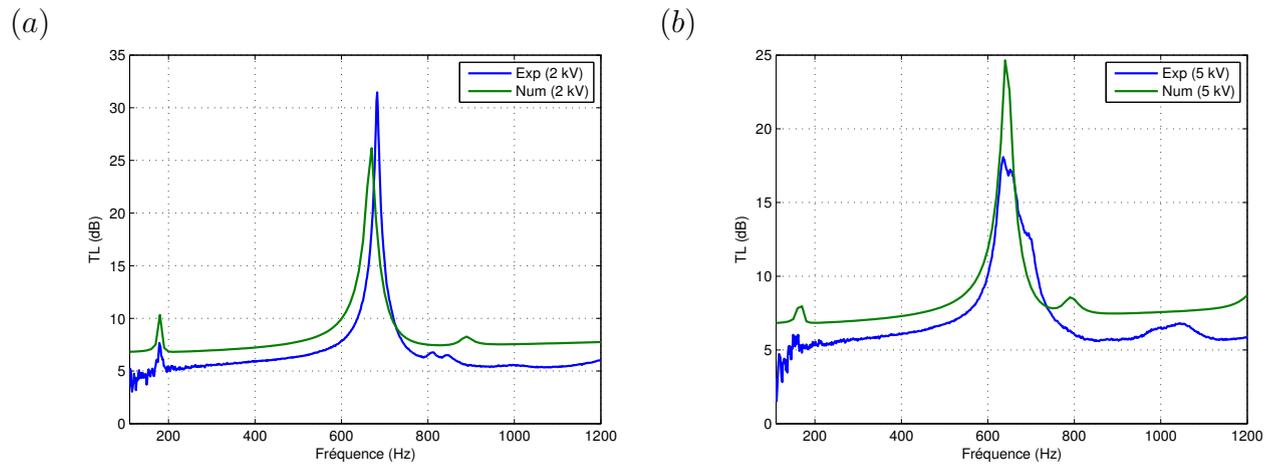
De faibles écarts sont observés et les amplitudes des pics de résonances sont bien estimés par le modèle. Il faut noter que l’amortissement varie en fonction des contraintes internes de la membrane électroactive qui résultent et varie en fonction de la tension électrique appliquée. L’amortissement fait l’objet d’une étude approfondie présentée dans la section 4.6. Dans les simulations, le facteur de perte η est inclus dans le modèle en considérant une densité d’énergie de déformation complexe $(1+j\eta)W_s$ (W_s est la

densité d'énergie de déformation). Ainsi, les amortissements utilisés dans le modèle numérique sont ceux obtenues expérimentalement et listés sur le tableau 4.4.

Pour $\lambda=4$ (figure 4.7 (c, d)), le modèle numérique permet de prédire les deux principales résonances du système, tandis qu'un écart en moyenne fréquence est observé sur l'intervalle [200-700] Hz. Il est probablement dû au montage expérimental du résonateur dans la mousse.

b) Transmission

Les résultats issus du modèle numérique et les courbes expérimentales de la perte par transmission pour le cas $\lambda=3$ sont comparées sur les figures 4.8 (a, b). Le modèle numérique concorde assez bien avec les résultats expérimentaux. Si l'amplitude maximale n'est pas précisément estimée, en revanche les premières fréquences le sont, notamment la première, qui est très bien prédite.



La seconde présente des écarts en fréquence pour les deux tensions électriques 2 kV (écart de 0,8%) et 5 kV (écart de 1,3%). Ce constat est similaire à celui fait sur les courbes d'absorption. Les écarts sont principalement dûs aux incertitudes expérimentales (dimensions des résonateurs, l'amortissement...).

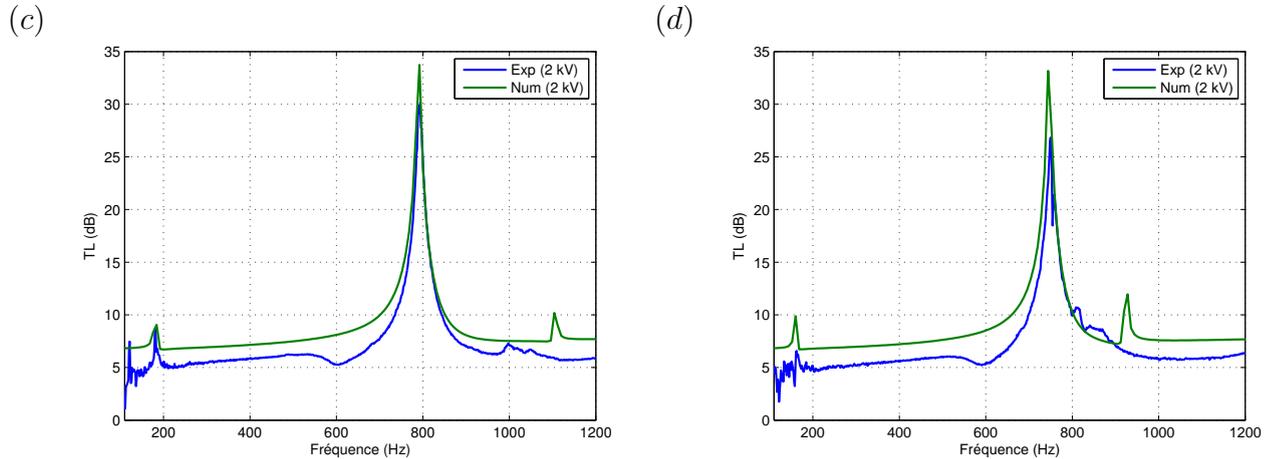


Figure 4.8 – Perte par transmission des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive: comparaison des résultats issus du modèle numérique et de l'expérimental: a) cas $\lambda=3$ et 2 kV, b) cas $\lambda=3$ et 5 kV; c) cas $\lambda=4$ et 2 kV, d) cas $\lambda=4$ et 5 kV

Pour $\lambda=4$ (figure 4.8 (c, d)); le modèle numérique permet d'estimer les deux principales résonances du résonateur pour les tensions électriques 2 kV et 5 kV. Il décrit avec précision le comportement en perte par transmission du dispositif.

Comme expliqué auparavant, la variation de la tension électrique permet de décaler les résonances vers les basses fréquences. Les résultats obtenus montrent le potentiel offert par de tels dispositifs pour le contrôle des résonances du résonateur de Helmholtz à travers un système électromécanique basé sur les membranes électroactives.

Dans la section suivante, un algorithme de contrôle de type Feedforward est proposé pour étudier les capacités du dispositif à s'adapter à une variation de l'excitation acoustique (qui pourrait aussi être de type Tonal) ou une commande en décalage de la fréquence de résonance.

4.4 Résonateur de Helmholtz adaptatif à membrane électroactive

Les décalages obtenus en boucle ouverte ont permis de voir le potentiel offert par les résonateurs à membrane électroactive pour contrôler les fréquences de résonances de ces systèmes. À partir de là, un algorithme Feedforward est proposé puis testé afin d'explorer les possibilités offertes par le système.

Un contrôle Feedforward est mis au point pour contrôler la réponse du résonateur de Helmholtz à électroactive. L'algorithme est basé sur les réseaux de neurones (RN). La toolbox «Neural Network» de Matlab [116] est utilisée, elle offre des fonctions d'apprentissage (figure 4.9) qui permettent de modéliser des systèmes complexes non linéaires à l'aide de systèmes artificiels. Plusieurs étapes sont nécessaires pour la mise au point de l'algorithme de contrôle:

Étape 1: génération des couples entrées/sorties

Trois mesures avec une tension électrique variant de 0.8 à 5 kV avec un pas de 100 V sont réalisées pour déterminer le décalage en fréquence en fonction de la tension électrique appliquée $\Delta f = G(V)$ comme illustré sur la figure 4.10.

Étape 2: approche par fonction linéaire Les membranes électroactives ont un régime quasi-statique, on veut identifier une fonction non-linéaire inverse qui relie la tension de la commande V (la tension électrique à appliquer) et le décalage en fréquence visée Δf :

$$V = G^{-1}(\Delta f). \quad (4.3)$$

Une manière de trouver G^{-1} est l'utilisation des réseaux de neurones qui approximent les fonctions non-linéaires. L'apprentissage se fait sur l'intervalle 0.8 à 5 kV. 50% des données obtenues lors de l'étape 1 sont utilisées pour l'apprentissage (phase de réglage: ajustement des paramètres du réseau pour minimiser l'écart cible (sortie du réseau)), 25% pour le test (utilisées pour mesurer la généralisation du réseau et pour arrêter l'apprentissage lorsque le réseau cesse de s'améliorer) et 25% pour la validation (sans effet sur la formation du réseau, fournissent une mesure indépendante de la performance

du réseau pendant et après l'apprentissage). La Neural Network Toolbox permet de suivre différents processus, tel que de concevoir, d'effectuer l'apprentissage, de visualiser et simuler le réseau de manière interactive pour ensuite automatiser le processus grâce à la génération d'un script Matlab. Certains de ces processus sont illustrés sur la figure 4.9 (b).

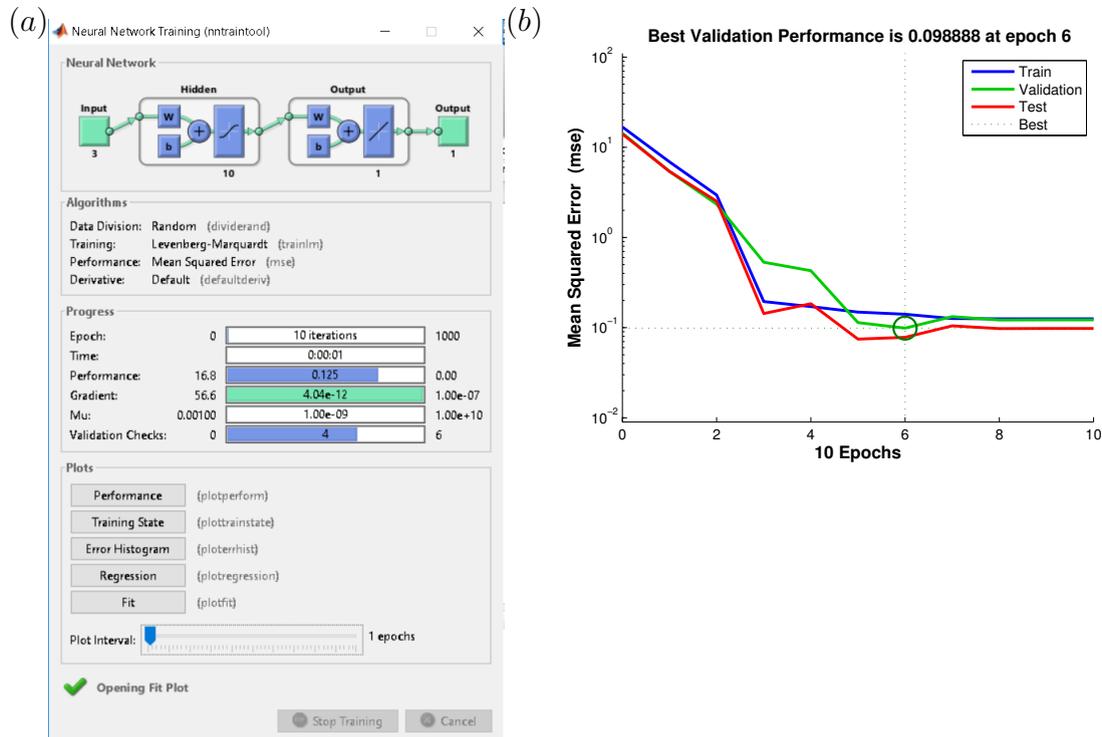


Figure 4.9 – a) Neural Network toolbox de Matlab, b) Apprentissage, validation et test des réseaux de neurones pour un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$)

Dans notre cas, un nombre de neurones de 10 est utilisé, le nombre de couche est de 2 (voir figure 4.9 (a)) et la fonction «trainlm» basée sur la méthode d'optimisation de Levenberg-Marquardt est utilisée avec la fonction de performance d'erreur quadratique moyenne (LMS) permettant une meilleure d'approximation des problèmes d'ajustement de fonction non-linéaires[117].

À partir de la figure 4.9 (b), l'approximation de la fonction $\Delta f=G(V)$ se stabilise après 7 passages. Il est à noter que dans ce cas, un passage (epoch) est une étape unique

dans la formation du réseaux de neurone. L'algorithme de contrôle est appliqué pour les deux résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive étudiés ($\lambda=3$ et $\lambda=4$). Trois mesures (M1, M2, M3) sont ainsi réalisées.

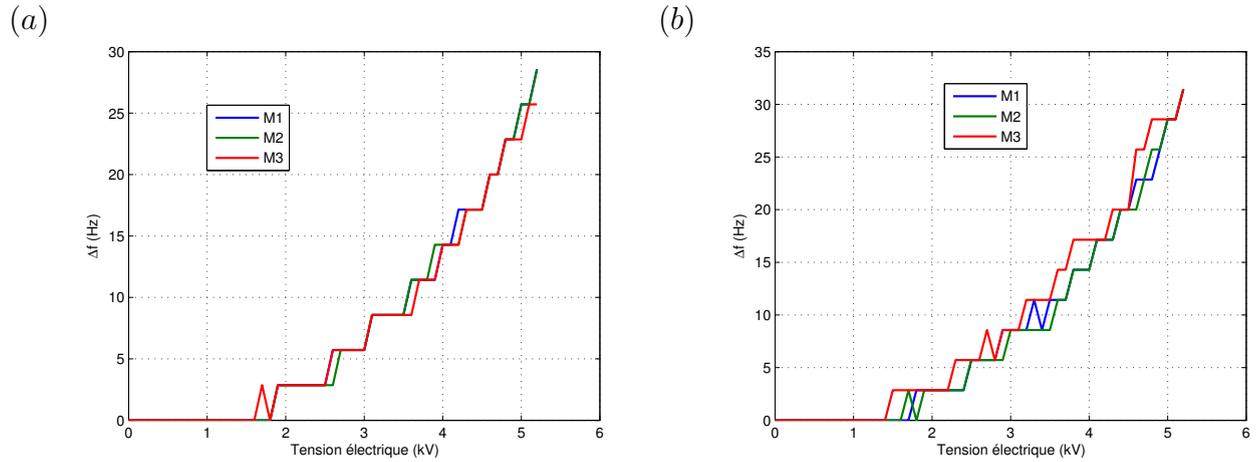


Figure 4.10 – Évolution du décalage en fréquence Δf (Hz) en fonction de la tension électrique appliquée (kV) pour les cas a) $\lambda=3$ et b) $\lambda=4$

L'évolution a un forme d'escalier qui est due au pas de 100 V; sa réduction permettrait de lisser les courbes mais allongerait le temps des mesures.

Après apprentissage, le réseau fournit la valeur de la tension V à appliquer pour obtenir le décalage en fréquence Δf désiré. Le script complet est listé dans l'annexe D.

Étape 3: détermination de la première fréquence de résonance référence

Une fois la fonction G obtenue, une première mesure d'absorption avec une source de bruit blanc sur le tube d'impédance pour une tension électrique nulle ($V=0$ kV) est réalisée. Cette étape permet de disposer d'une première courbe de référence du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (courbe bleue sur la figure 4.12), sur laquelle est déterminée automatiquement la valeur de la première fréquence de résonance du dispositif étudié. La valeur obtenue est la valeur référence f_0 qui est utilisée dans la suite de l'algorithme.

Étape 4: test de la commande

Pour cette étape, deux approches sont suivies:

a- La première consiste en une vérification de la réponse de l'algorithme. Ce dernier est testé en introduisant manuellement le décalage en fréquence souhaité (Δf) pour tester la réponse de l'algorithme. Dans ce cas, un script calcule la différence entre la fréquence référence f_0 et le décalage souhaité Δf . Cette différence correspond à une valeur de la tension électrique à appliquer afin de permettre le décalage vers les basses fréquences. La tension électrique est appliquée et une courbe d'absorption est tracée et comparée à celle de référence, comme illustré sur la courbe verte de la figure 4.12. Notons ici l'importance du choix du pas fréquentiel f_p (qui est de 2 Hz dans les cas présentés) lors des acquisitions expérimentales pour l'obtention des courbes du coefficient d'absorption.

b- La deuxième (montrée sur la figure 4.11) consiste à exciter le dispositif avec un bruit blanc combiné à un bruit tonal à une fréquence inférieure à celle du résonateur à tension nulle (f_0). La différence entre la fréquence tonale f_t et f_0 correspond là aussi à une tension électrique à appliquer. Une courbe d'absorption est ensuite tracée et comparée à celle de référence.

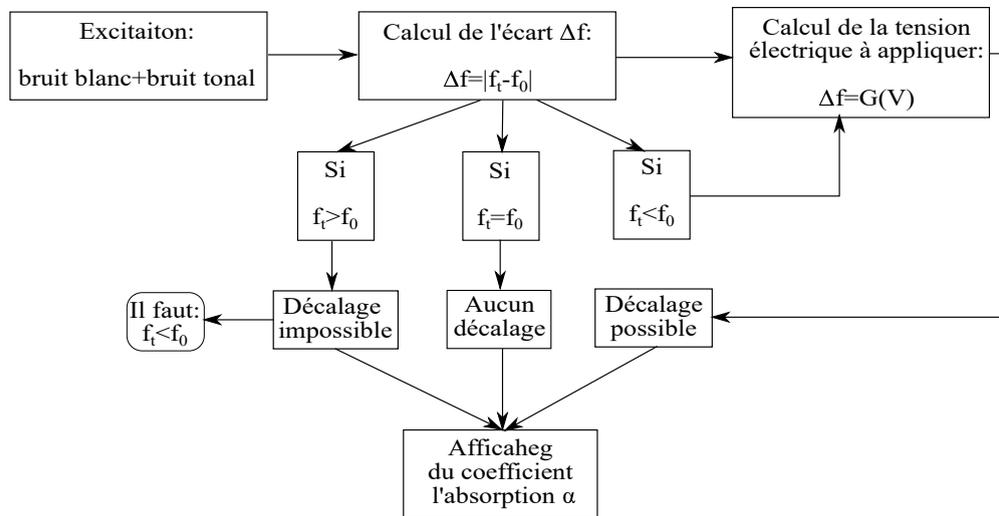


Figure 4.11 – Schématisation de l'étape 4: décalage des fréquences de résonance en fonction de la commande souhaitée

Les scripts Matlab utilisés lors de l'acquisition des données sur les cartes NI ainsi que l'algorithme complet pour le contrôle sont listés dans l'annexe D.

4.5 Résultats et discussion

Quelques résultats obtenus à partir de la commande basée sur l'algorithme utilisant les réseaux de neurones sont présentés ici.

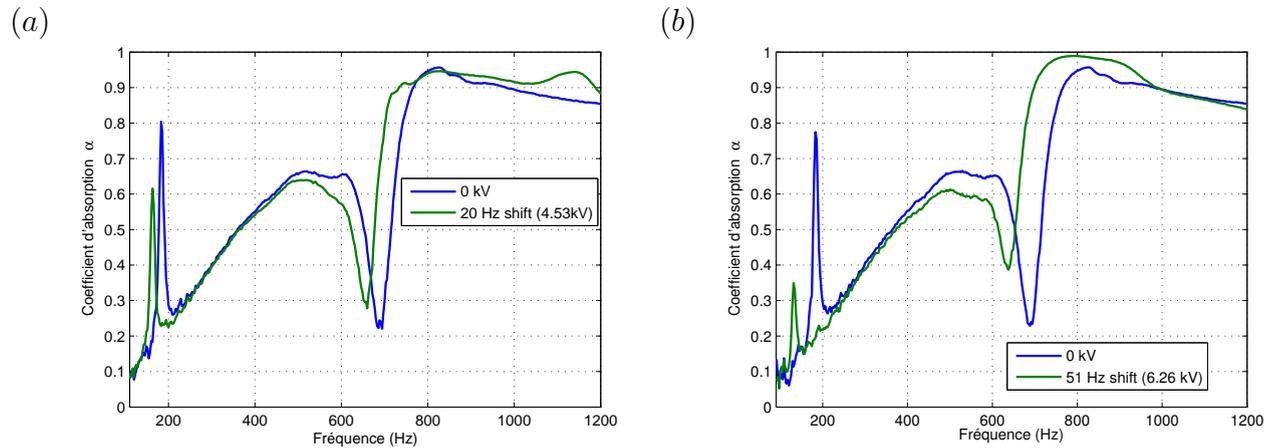


Figure 4.12 – Réponse de l'algorithme Feedforward à la commande de décalage en fréquence du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) pour 20 Hz (a) et 51 Hz (b)

Pour $\lambda=3$, des décalages de 20 Hz puis 50 Hz sont commandés. Les résultats sont illustrés sur la figure 4.12. Un décalage de 20 Hz (de 184,6 Hz à 164,6 Hz) est observé sur la figure 4.12 (a), la tension électrique appliquée est de 4,53 kV. Pour 51 Hz de décalage (de 186,4 Hz à 135 Hz), une tension électrique de 6,26 kV est nécessaire.

Pour $\lambda=4$, des décalages de 30 Hz puis 65 Hz sont commandés. Les résultats sont illustrés sur la figure 4.13. La position du pic dépend fortement du pas de fréquence d'acquisition f_p .

Dans le cas de la commande en décalage de 30 Hz, le pic de $f=186$ Hz à 0 kV (courbe bleue) est décalé à $f=156$ Hz, or la valeur obtenue est égale à $f=153$ Hz $\pm f_p$ (figure 4.13 (a)). L'idéal est d'avoir le plus petit pas fréquentiel possible, mais cela génère un temps d'acquisition plus long. D'autre part et pour une commande de décalage à 65 Hz, une tension électrique de 5,93 kV est appliquée.

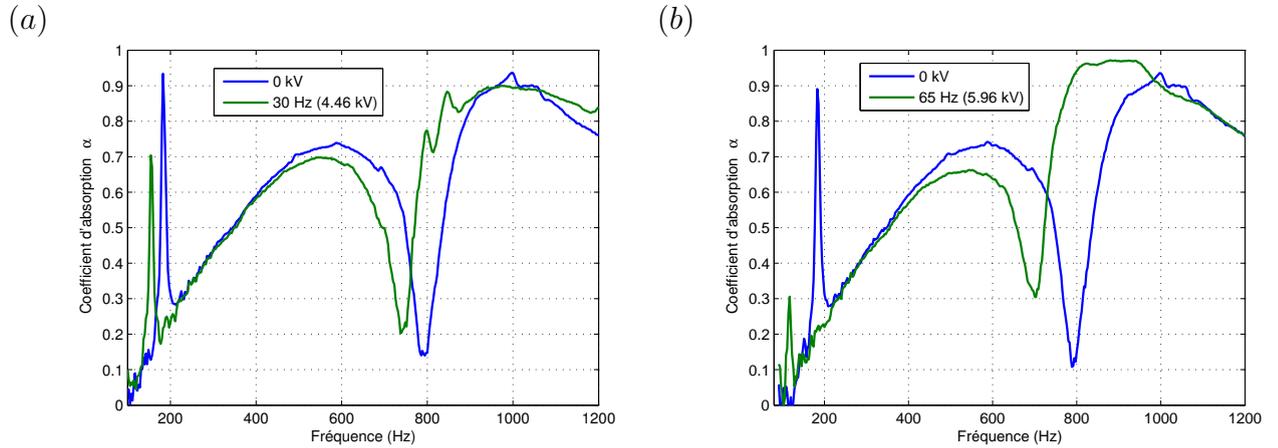


Figure 4.13 – Réponse de l'algorithme Feedforward à la commande de décalage en fréquence du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=4$) pour 30 Hz (a) et 65 Hz (b)

Pour les deux ratios $\lambda=3$ et $\lambda=4$, la fréquence correspondant à la chute du coefficient d'absorption (au voisinage de 800 Hz) est aussi décalée, étant donné qu'elle représente une résonance de la membrane électroactive dont les propriétés mécaniques changent quand la tension électrique appliquée est modifiée.

La tension électrique appliquée pour un décalage de 51 Hz est de 6,26 kV dans le cas de $\lambda=3$, or, pour un décalage de 65 Hz pour $\lambda=4$, une tension électrique moindre est appliquée. Cela s'explique par la différence des forces de tension et des épaisseurs des membranes qui modifient la permittivité électrique du matériau.

L'amplitude des résonances de la membrane subie une diminution drastique quand la commande en décalage est importante. Ainsi, pour 65 Hz de décalage, une perte du taux d'absorption de 59% (89% à 0 kV et 30% pour 6,26 kV) est observée à la fréquence correspondant à la première résonance de la membrane. Une étude détaillée sur les causes de cette diminution est présentée dans la section 4.6.

4.6 Analyse vibratoire de la membrane électroactive

Dans cette section, nous nous intéressons aux phénomènes responsables de la chute du taux d'absorption (et de la perte par transmission) remarqué lors du décalage des résonances vers les basses fréquences. Une étude vibratoire des membranes est réalisée pour déterminer l'effet de l'amortissement de la membrane sur les performances des résonateurs. Ce phénomène a déjà été mentionné dans la littérature. Ainsi, Dubois [118] a étudié le contrôle par la tension électrique de la fréquence de résonance sur des membranes fabriquées à partir de PDMS Sylgard 184 avec une baisse de résonance allant jusqu'à 40%. Hochradel [119] rapporte la dépendance des fréquences de résonances des actionneurs élastomères diélectriques comme le VHB 4905 à la tension électrique appliquée. Dans les travaux présentés, un décalage de 30% est observé pour 3 kV de tension. Les fréquences naturelles d'un système sont définies par le type de matériau utilisé, sa géométrie et ses conditions aux limites. Ainsi, les fréquences naturelles d'un élastomère diélectrique peuvent être variées en changeant le ratio d'étirement (λ) de la membrane lors de la fabrication, ou en variant la tension électrique appliquée [118, 83]. Si l'on compare les résultats du coefficient d'absorption (ou de la perte par transmission) obtenus pour les résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive, les fréquences de résonance sont plus élevées quand le ratio d'étirement est élevé. Ce comportement du matériau EAP a déjà été démontré pour les membranes dans différents travaux [120, 121]. Ce comportement est clairement visible dans notre cas si l'on en compare les résonances des deux membranes pour 0 kV avec 798 Hz pour $\lambda=4$ et 688,5 Hz pour $\lambda=3$.

L'analyse menée dans cette section a pour but d'établir un lien entre la chute de l'amplitude de la première résonance obtenue pour les résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive et l'augmentation de la tension électrique appliquée. Les membranes installées sur les résonateurs de Helmholtz décrits précédemment sont étudiées.

Les membranes sont encastrées sur un support lui même fixé sur un tube d'impédance faisant office de support et de source d'excitation de la membrane par une onde acoustique générée par un haut parleur (bruit blanc). Un vibromètre laser 1D mesure de la vitesse de la membrane et la fonction de transfert Pression/déplacement est ainsi établie. Le dispositif expérimental est illustré sur la figure 4.14.

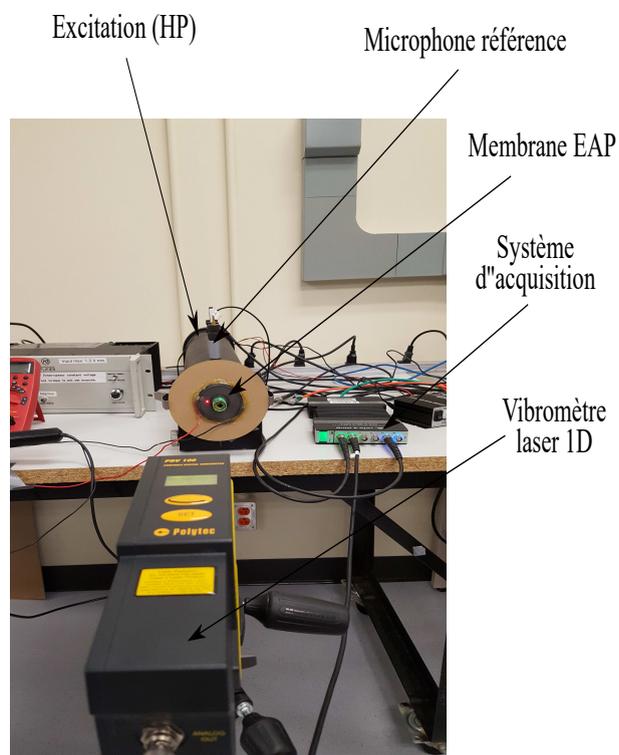


Figure 4.14 – Dispositif expérimental de la mesure de la vitesse vibratoire des membranes électroactives

À partir des mesures des FRFs (Fonction de Réponse en Fréquence) de la membrane électroactive à $\lambda=3$ (figure 4.15 (a)) et $\lambda=4$ (figure 4.15 (b)) pour une tension électrique nulle 2 et 5 kV, les facteurs de perte η pour différentes tensions électriques sont déterminés par la méthode de la bande passante à -3 dB.

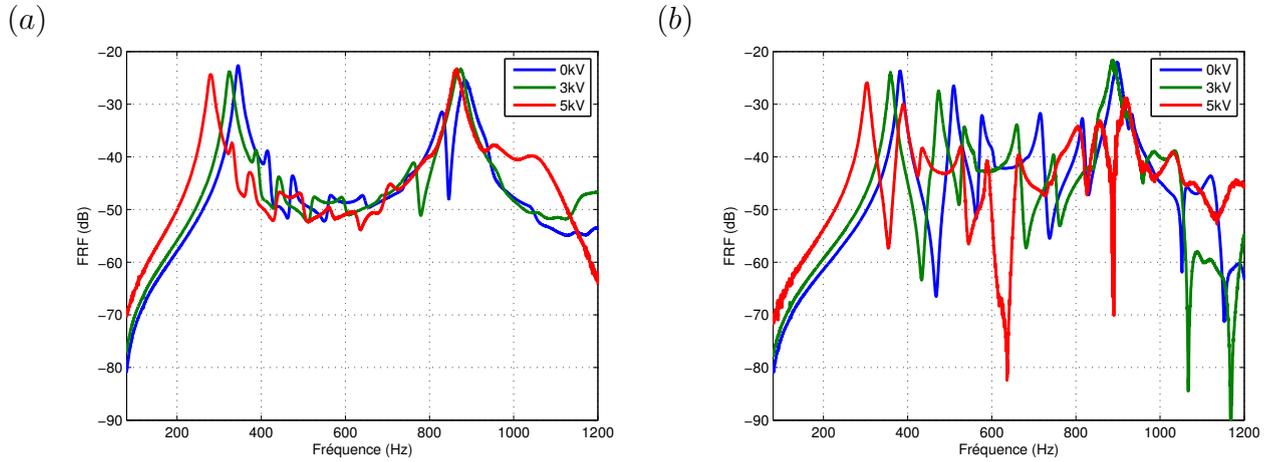


Figure 4.15 – FRF des membranes permettant l'identification de l'amortissement pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$ à tension électrique nulle et pour 3 et 5 kV

La figure 4.16 illustre l'identification du premier mode de la membrane à tension électrique nulle pour $\lambda=3$. Cette démarche est répétée pour des valeurs de tension électrique de 1 à 5 kV. Les valeurs obtenues pour le facteur de perte η sont listées sur le tableau 4.4.

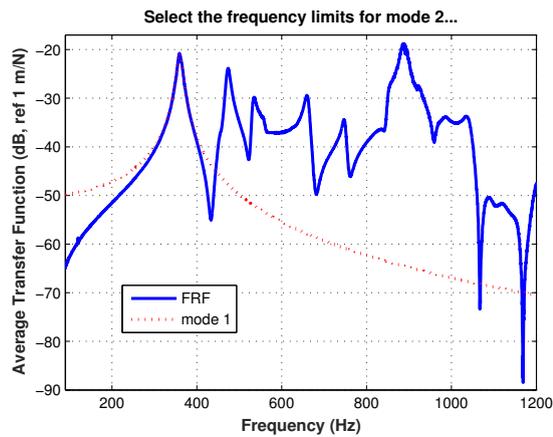


Figure 4.16 – Identification du premier mode vibratoire de la membrane électroactive à tension nulle (cas $\lambda=3$)

Le facteur de perte augmente avec l'augmentation de la tension électrique appliquée. Cette tendance est conforme aux observations faites précédemment sur les mesures d'absorption et de perte par transmission des deux membranes électroactives: qu'il s'agisse de la première ou de la deuxième résonance (figure 4.3 et figure 4.4), une chute d'amplitude est observée pour les deux résonateurs ($\lambda=3$ et $\lambda=4$) lorsque la tension électrique augmente.

Tableau 4.4 – Variation du facteur de perte de la membrane électroactive en fonction de la tension électrique appliquée pour les cas $\lambda=3$ et $\lambda=4$

η	Tension électrique (kV)	0 kV	1 kV	2 kV	3 kV	4 kV	5 kV
	$\lambda=3$		0,020	0,030	0,036	0,038	0,040
$\lambda=4$		0,030	0,031	0,031	0,034	0,034	0,045

L'augmentation du facteur de perte η participe à accroître la dissipation d'énergie de la membrane électroactive et abaisse ainsi les amplitudes des pics.

L'étude vibratoire expérimentale réalisée, a permis d'établir le lien entre le décalage en fréquence et la chute de l'amplitude. Nous confirmons ainsi les observations de Zhu [83] concernant la diminution des fréquences de résonance de la membrane avec la tension électrique appliquée qui s'explique par l'augmentation de la raideur.

4.7 Résonateur de Helmholtz à volume variable

4.7.1 Présentation du concept et ses performances

Pour concevoir un résonateur de Helmholtz à volume variable comme montré sur la figure 4.17, 4 guides fabriqués à partir de PVC (polychlorure de vinyle) sont ajoutés pour transformer l'extension plane de la membrane électroactive en déformation axiale permettant la création d'un volume additionnel.

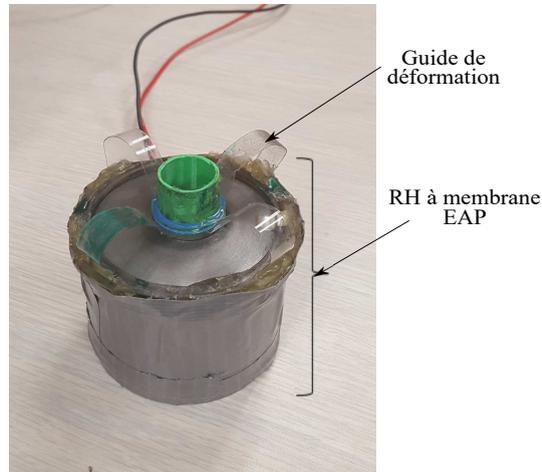


Figure 4.17 – Résonateur de Helmholtz à volume variable

Cela génère une déformation et une précontrainte supplémentaire au sein de la membrane modifiant ainsi les performances acoustiques du résonateur de Helmholtz avant même l'application de la tension électrique. Notons que dans le cas présenté ici, l'ajout des guides a permis un déplacement d'environ 7 mm. Cette valeur correspond à un compromis permettant la création d'un volume final conséquent sans pour autant avoir recours à l'application d'une tension électrique très élevée. La tension appliquée varie de 0 à 5 kV. Les déplacements obtenus sont listés dans le tableau 4.5.

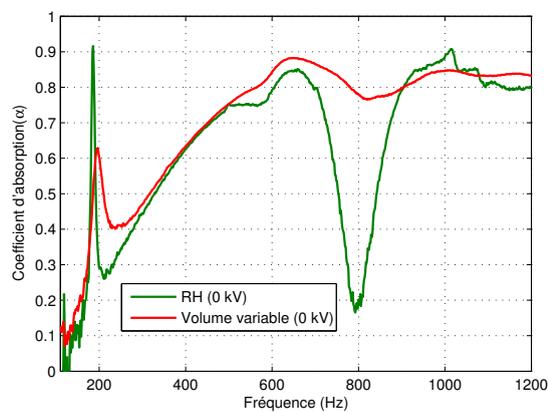


Figure 4.18 – Comparaison des coefficients d'absorption de deux résonateurs de Helmholtz de dimensions initiales identiques ($\lambda=4$) et une tension électrique nulle avant (courbe verte) et après déformation et création de volume (courbe rouge)

En comparant les deux courbes de la figure 4.18, la première fréquence de résonance du résonateur de Helmholtz à volume variable (courbe rouge) se situe à 196 Hz, alors que celle d'un résonateur de Helmholtz à membrane plane (courbe verte) est observée à 186 Hz. Ce résultat est attendu, puisque la déformation de la membrane est purement mécanique (pas d'effet électrostatique), résultant de l'utilisation des guides. Le ratio d'étirement λ est donc modifié, conduisant à l'augmentation des fréquences de résonances [84]. La deuxième fréquence de résonance située autour de 800 Hz (courbe verte) pour le résonateur à membrane plane disparaît lorsque les guides sont utilisés. On observe un pic très amorti à cause de l'augmentation de l'amortissement.

Nous varions ensuite la tension électrique appliquée au résonateur de Helmholtz à volume variable. Des variations du coefficient d'absorption sont ainsi observées, comme montré sur la figure 4.19. Pour une tension électrique nulle (figure 4.18 (b), courbe verte), la première fréquence de résonance est de 196 Hz et l'absorption est de 62%. Une étude numérique sur l'évolution des contraintes internes de la membrane en fonction de son déplacement axial est présentée dans la section 4.7.2. L'amplitude des résonances de Helmholtz et de la membrane diminuent pour des fréquences plus faibles lorsque la tension augmente.

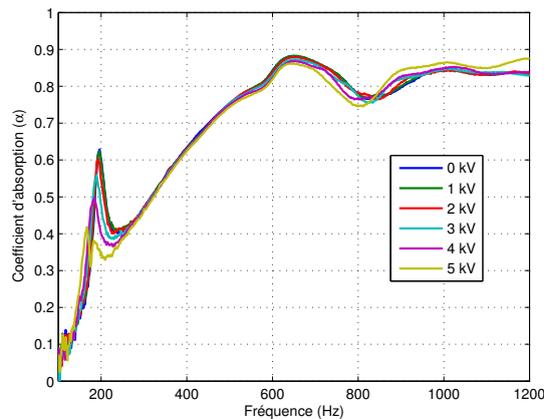


Figure 4.19 – Effet d'une tension d'actionnement variant de 0 à 5 kV sur le coefficient d'absorption du résonateur à volume variable

Cela s'explique par le fait que la membrane dissipe plus d'énergie à cause de la

variation de sa contrainte interne et l'augmentation de son facteur de perte causée à la fois par la déformation initiale résultante de l'ajout des guides et l'application de la tension électrique.

Tableau 4.5 – Fréquence de la première résonance f_{res1} en fonction de la tension électrique appliquée pour le résonateur de Helmholtz à volume variable pour le cas

$$\lambda=4$$

Tension électrique (kV)	0	1	2	3	4	5
Fréquence	196	196	193	189	185	167
f_{res1} [Hz]						

Nous nous intéressons ensuite à la détermination du volume crée grâce à la déformation de la membrane. La variation du volume en fonction de la tension électrique est déterminée à partir des enregistrements vidéo des déplacements axiaux de la membrane électroactive. Ce traitement passe par l'utilisation du logiciel «Tracker» [122] qui permet d'estimer le déplacement de la membrane comme montré sur la figure 4.20.

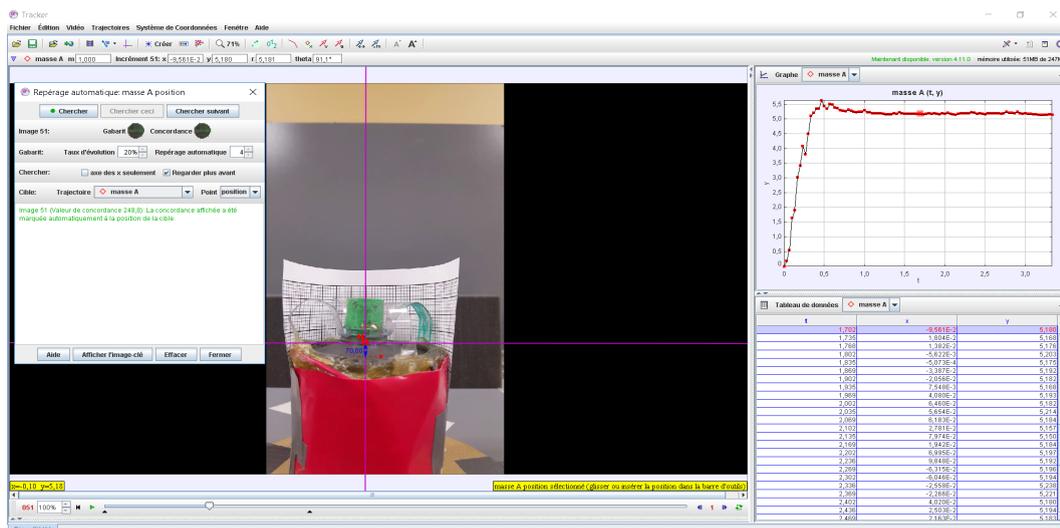


Figure 4.20 – Capture d'écran illustrant les étapes de mesure du déplacement de la membrane électroactive pour une tension électrique de 5kV

Les déplacements résultants de l'application des tensions électriques sont listés sur la tableau 4.6.

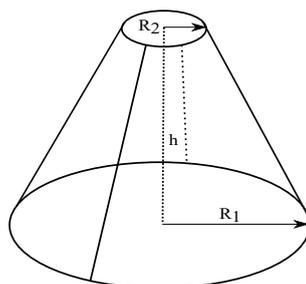


Figure 4.21 – Calcul du volume d'un cône tronqué

Lors de la déformation de la membrane, une forme assimilée à un cône tronqué est obtenue. Le volume de cette géométrie est calculé par

$$V_{ol} = \left(\frac{\pi h}{3}\right)(R_1^2 + R_2^2 + R_1 R_2). \quad (4.4)$$

où \$R_1, R_2\$ et \$h\$ sont décrit sur la figure 4.21 Les valeurs des volumes obtenus à partir des déplacements sont listés dans le tableau 4.6.

Tableau 4.6 – Volume additionnel résultant de l'application d'une tension électrique variant de 0 à 5 kV

Tension électrique (kV)	0	1	2	3	4	5
Propriétés						
Déplacement (mm)	7,0	7,0	8,0	9,2	10,3	12,2
Volume additionnel créé (cm ³)	10,5	10,5	12,0	13,8	15,4	18,2

Grâce aux 4 guides installés et sans appliqué de tension électrique, un déplacement de 7 mm est obtenu correspondant à un volume de 10,5 cm³. Une variation du volume est observée pour des tensions électriques supérieurs à 2 kV. Une tension électrique de 5 kV permet l'obtention d'un volume de 18.2 cm³. On observe bien l'effet attendu: en augmentant la tension électrique, la membrane devient de plus en plus contrainte et la déformation qui en résulte crée ainsi un volume important. Dans la suite, un modèle

numérique permet de simuler les effets du changement de forme de la membrane sur les performances du dispositif.

4.7.2 Étude des effets du changement de volume

Les effet du changement du volume est étudié par modélisation numérique. Deux modèles sont réalisés. Le premier simule la déformation de la membrane en fonction des déplacements axiaux appliqués. Les propriétés effectives obtenues sont ensuite introduite dans le deuxième modèle numérique pour estimer le coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive.

a) Détermination des propriétés effectives de la membrane

La détermination des propriétés effectives de la membrane électroactive se fait par le biais d'un modèle numérique. Une variation des contraintes internes σ , l'épaisseur t_m et la tension T_0 en résultent. Les dimensions et les propriétés de la membrane électroactive sont celles présentées dans la section 4.3.1. Les paramètres du modèle d'Ogden identifiés dans le chapitre 3 et listés sur le tableau 3.2 sont utilisés dans la simulation. Des déplacements équivalents à ceux obtenus sur «Tracker» pour 0 kV (7 mm) et 5 kV (12,2 mm) sont appliqués sur le pourtour du col de la membrane dans le modèle numérique comme montré sur la figure 4.22.

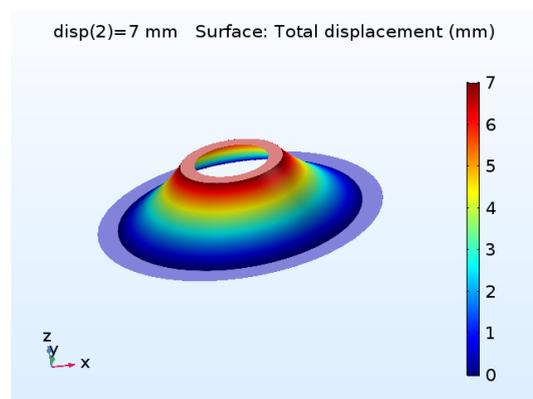


Figure 4.22 – Modèle numérique: déformation axiale de 7 mm de la membrane électroactive

Les contraintes σ , les épaisseurs t_m et les forces de tension T_0 de la membrane sont listés sur le tableau 4.7.

Tableau 4.7 – Évolution de la contrainte, l'épaisseur et de la force de tension de la membrane obtenues par le modèle numérique

Propriété	Déplacement (mm)					
	0	7,0	8,0	9,2	10,3	12,2
σ (kPa)	448,0	588,9	606,0	622,0	633,0	655,0
Épaisseur t_m (mm)	0,0625	0,045	0,043	0,041	0,0396	0,038
T_0 (N/m)	28,0	26,3	25,9	25,4	24,9	24,3

Les contraintes internes σ augmentent avec l'augmentation du déplacement imposé. Les épaisseurs t_m et les forces de tension T_0 diminuent avec l'augmentation du déplacement.

b) Identification de l'amortissement

En plus des propriétés effectives obtenues, les facteurs de perte de la membrane pour différentes tensions électriques sont mesurés expérimentalement sur le même dispositif de la figure 4.14.

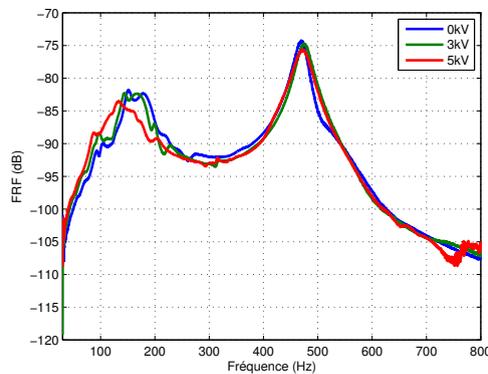


Figure 4.23 – FRF de la membrane du résonateur de Helmholtz à volume variable à tension nulle et pour 3 et 5 kV

Les FRFs sont illustrées sur la figure 4.23. Pour les trois tensions électriques, les premiers modes sont très amorties, la méthode à bande -3dB n'est pas utilisable dans ce cas, néanmoins, des facteurs de perte de 0,09, 0,15 et 0,2 sont respectivement utilisés à tension nulle et pour 3 et 5 kV pour approcher le résultat expérimental des courbes d'absorption présentées dans la section suivante.

c) Calcul des performances acoustiques

Les valeurs des épaisseurs, des tensions et des facteurs de perte sont introduites dans le deuxième modèle numérique pour déterminer le coefficient d'absorption résultant de la déformation de la membrane.

La figure 4.24 montre la variation du champ de pression acoustique dans le tube contenant le résonateur à volume variable à la fréquence de résonance de 160 Hz. Le déplacement du col est de 12,2 mm et la membrane a un facteur de perte de 0,05.

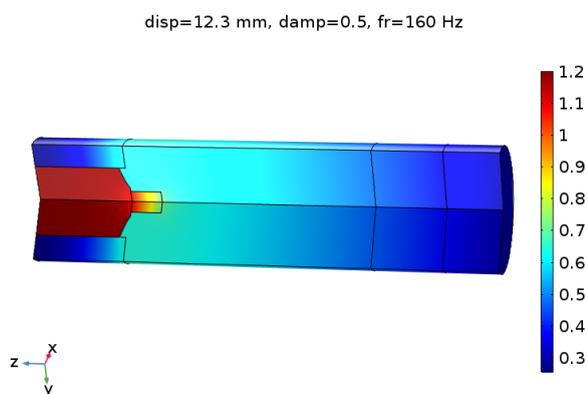


Figure 4.24 – Champ de pression acoustique [Pa] dans le tube d'impédance issu du modèle numérique

Le champ de pression maximal est observé dans le résonateur puisqu'il est excité à la première fréquence de résonance du système couplé (membrane et cavité) de 160 Hz. Sur les figures 4.25, nous comparons les résultats du coefficient d'absorption des mesures expérimentales et ceux issus du modèle numérique. Ce dernier est détaillé en annexe E.

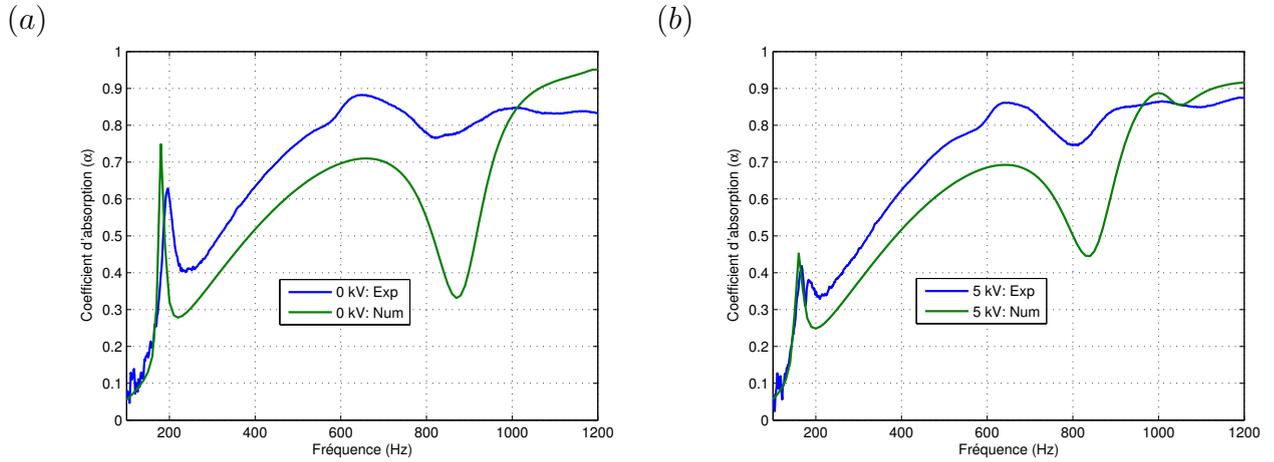


Figure 4.25 – Évolution du coefficient d’absorption du résonateur de Helmholtz à volume variable intégré dans une mousse: a) 0 kV; b) 5 kV

Les deux cas à tension nulle et à 5 kV sont analysés ici. Les autres résultats pour 2, 3 et 4 kV sont présentés dans l’annexe F. La fréquence de résonance obtenue par simulation numérique se situe autour de 180 Hz et est de 196 Hz pour l’expérimental, soit un écart de 19 Hz (8%). Un écart important est observé pour la deuxième fréquence de résonance comme illustré sur la figure 4.25 (a). L’écart pourrait être dû au montage expérimental. Sur la figure 4.25 (b), le modèle numérique pour une tension électrique de 5 kV décrit assez bien le comportement acoustique du résonateur. Ainsi, la fréquence de résonance obtenue par modèle numérique se situe à 160 Hz, tandis qu’elle est de 167 Hz pour l’expérimental. Une différence de 7 Hz (4.2%) est observée. La méthodologie utilisée pour modéliser la variation du volume en fonction des déplacements semble assez robuste pour les cas présentés. Ainsi, des écarts assez faibles (inférieurs à 10%) sont obtenus. Néanmoins, des améliorations peuvent être apportées afin de réduire les écarts sur le modèle numérique pour la prise en compte de la variation du coefficient d’absorption en fonction des déformations de la membrane, mais aussi, en améliorant le processus de fabrication du résonateur de Helmholtz, le montage de la membrane et l’installation des guides.

4.7.3 Conclusion

- Des résultats intéressants sont observés pour les concepts proposés pour l'absorption acoustique et la perte par transmission. Une optimisation géométrique est nécessaire afin d'améliorer les performances de ces dispositifs acoustiques et cibler, avec chacun, une application spécifique tels les systèmes de ventilation, liners,...etc.
- Une méthodologie basée sur l'identification des paramètres de la membrane est proposée pour la prise en compte de l'évolution des indicateurs acoustiques en fonction de la tension électrique appliquée.
- Un concept de résonateur de Helmholtz à volume variable a fait l'objet de mesures expérimentales et d'une modélisation numérique. Une idée à potentiel certain pour contrôler les résonances en basses fréquences.
- Une importante contribution du facteur de perte η est remarquée. Son évolution en fonction de la tension électrique est déterminée expérimentalement.

Les étapes présentées dans ce chapitre portant sur la modélisation numérique, la prise en compte de l'effet de la tension électrique sur les performances acoustiques des dispositifs présentés et la détermination de l'amortissement sont utilisées dans la suite du document afin de guider le design de résonateurs à membrane électroactive adaptés à différentes applications. Ces dernières sont détaillées dans le chapitre 5.

Chapter 5

Applications du concept des résonateurs à base d'EAP

Partant des résultats présentés précédemment, des applications potentielles du concept basées sur l'intégration des résonateurs à membranes EAP sont proposées. Deux sont présentées:

- 1- Étude expérimentale et numérique de la perte par transmission de cavité à membrane et de résonateurs de Helmholtz à base de membranes électroactives en incidence rasante en utilisant un banc d'essai spécifique.
- 2- Étude expérimentale d'une structure périodique de 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive intégrés dans une matrice de mousse de mélamine.

Les résultats obtenus illustrent le potentiel des concepts proposés pour des applications industrielles tel que le contrôle du bruit dans des conduits de ventilation (application 1) mais aussi dans les liners pour réduire les bruits des moteurs d'avions. Des résonateurs de Helmholtz proposés pourront être intégrés dans le fuselage d'avion pour contrôler, par exemple, le bruit tonal des moteurs qui varie en fonction des conditions de fonctionnement.

5.1 Application 1: Test en incidence rasante

La première application porte sur la caractérisation expérimentale et la modélisation numérique de résonateurs acoustiques à membrane électroactive. Tout d'abord, la perte par transmission de deux cavités acoustiques à membrane électroactive identiques est mesuré à l'aide d'un banc spécifique. Ensuite, la perte par transmission d'un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive est testé puis comparé à celui d'un réseau de deux résonateurs. Le dispositif combine ainsi les bandes d'atténuation assignées à chaque résonateur, formant une bande beaucoup plus grande que lors de l'utilisation d'un seul résonateur. La réponse de chaque résonateur peut être contrôlée par la membrane électroactive avec des tensions électriques variables, montrant ainsi des potentiels pour diverses applications en tant que dispositifs adaptatifs de contrôle du bruit.

5.1.1 Montage expérimental

Les mesures sont réalisées sur un banc (figure 5.1 (a)) spécifiquement utilisé pour le test des plaques micro-perforées des liners utilisés pour la réduction des bruits émis par les turbomoteurs des avions. Le concept du banc a fait l'objet d'études approfondies pour sa conception par [123].

Tableau 5.1 – Dimensions des dispositifs testés en incidence rasante

Composant	Dimensions (mm)			
	l_{col}	r_{col}	l_{cavit}	r_{cavit}
Cavité	-	-	90,0	23,0
RH	14,0	10,5	90,0	23,0

Le banc de mesure est un tube de section carrée d'une longueur de 250 cm et d'une largeur de 9 cm. Deux haut-parleurs font office de source de bruit permettant des excitations en bruit blanc et un sinus glissant (jusqu'à 130 dB), ils sont placés symétrique-

ment de part et d'autre du tube. La plage fréquentielle valide pour le fonctionnement du tube est [300Hz-3500Hz].

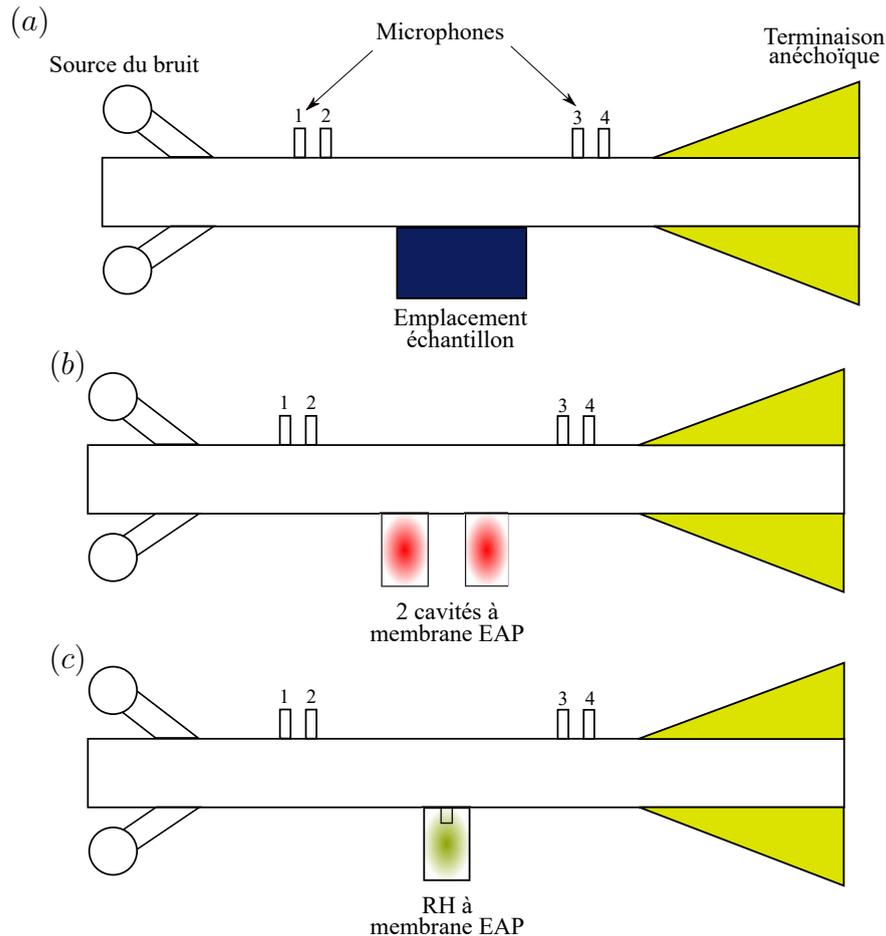


Figure 5.1 – Mesure de la perte par transmission en incidence rasante: a) schéma du tube d'essai; b) deux cavités séparées à membrane électroactive; c) résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

L'emplacement échantillon a une longueur de 25,4 cm, une largeur de 5 cm et une épaisseur allant jusqu'à 10 cm. Dans notre cas, l'emplacement est remplacé directement par les résonateurs acoustiques étudiés. La mesure de la perte par transmission est basée sur la méthode des 4 microphones et la norme ASTM E2611-09 [124]. Les 4 microphones sont installés sur le tube, les deux premiers (1 et 2) sont placés en amont et les deux autres (3 et 4) en aval de l'emplacement échantillon. La distance

inter-microphonique est de 2,54 cm.

Deux dispositifs différents sont testés. Le premier s'agit de deux cavités à membrane électroactive supposées identiques (figure 5.1 (b)). Le second est un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (figure 5.1 (c)). Les dimensions de ces deux systèmes sont données dans le tableau 5.1.

5.1.2 Double-cavités à membrane électroactive

La figure 5.2 présente la perte par transmission d'un dispositif de double-cavités supposées identiques à ratio d'éirement $\lambda=3$ excité par une onde plane. Pour démontrer l'efficacité de ce dispositif, une comparaison est faite à tension nulle et pour 5 kV.

Ici, nous considérons que la bande d'atténuation est efficace si elle fournit une perte par transmission supérieure à 10 dB. Les bandes d'atténuation pour les résonateurs à $\lambda=3$ sont situées autour de 454 Hz avec un pic d'amplitude 22,7 dB et 624 Hz d'amplitude 22,8 Hz.

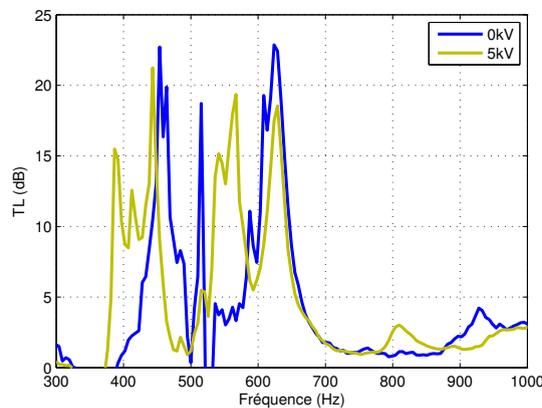


Figure 5.2 – Perte par transmission de la double-cavité (cas $\lambda=3$) testée en incidence rasante à tension nulle et pour 5 kV

Chaque bande d'atténuation a une bande passante étroite de 10 à 15 Hz à proximité de la fréquence centrale, ce qui est plutôt marginal pour assurer un contrôle sonore efficace. L'application de la tension électrique permet un décalage de la première fréquence de résonance de 67 Hz (de 454 à 387 Hz) à une amplitude de 15,5 dB avec une chute avoisinant les 7,2 dB comparée à l'amplitude de la première résonance. La deuxième

résonance est décalée de 57 Hz (de 624 à 567 Hz), son amplitude est de 19,4 dB (une chute de 3 dB).

Une des pistes à explorer pour permettre une atténuation large bande serait de proposer un dispositif qui combine plusieurs cavités à membranes EAP (constituant un résonateur acoustique) contrôlées avec différentes tensions électriques pour permettre une large bande d'atténuation fournie par chaque constituant du résonateur, permettant ainsi d'obtenir une atténuation sonore efficace sur une large bande. Yu [87] a proposé un concept de résonateur à membrane électroactive de différents ratios d'étirement λ (figure 5.3 (a))

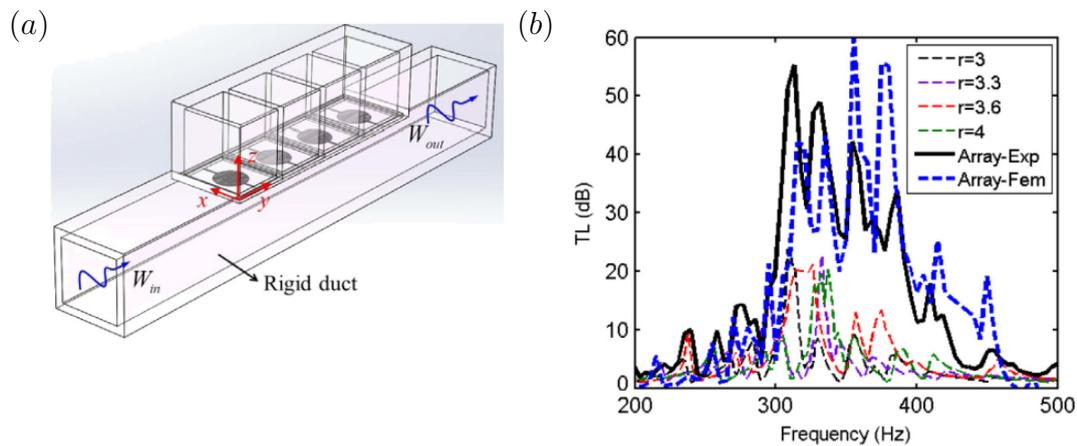


Figure 5.3 – Dispositif de résonateurs à membrane électroactive: a) dispositif acoustique comprenant un réseau de 4 résonateurs de différent ratio d'étirement λ ; b) perte par transmission du dispositif proposé pour une atténuation large bande [87]

pour accorder les performances acoustiques de chaque résonateur, le but étant d'augmenter la perte par transmission dans un conduit. En connectant plusieurs résonateurs, il a démontré qu'une perte par transmission large bande peut être obtenue, résultant de la combinaison des bandes d'atténuation multiples fournies par chaque unité de résonateur (figure 5.3 (b)). Les résultats obtenus expérimentalement démontrent que le réseau de résonateurs proposé a une bande d'atténuation efficace ayant une large bande passante 10 fois supérieure à celle du résonateur seul.

Ce genre de dispositif possède un vrai potentiel pour le contrôle du bruit large bande.

Une telle technologie pourrait être adaptée et ensuite intégrée dans une matrice de mousse et utilisée dans les fuselages d'avions pour insonoriser l'intérieur des cabines et ainsi améliorer le confort acoustique des passagers. De ce fait, les chapitre 3 et 4 nous permettent de disposer des moyens numériques (avec les modèles numérique développés) et expérimentaux (fabrication et caractérisation) pour la réalisation de telles structures. Néanmoins, des études de faisabilité et d'optimisation restent à accomplir.

Les dimensions des cavités utilisées permettent le contrôle de résonance entre 450 et 650 Hz; dans le but de décaler ces résonances, une étude sur un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive en incidence rasante est présentée dans la section suivante.

5.1.3 Résonateur de Helmholtz à membrane électroactive testé incidence rasante

Une caractérisation expérimentale comparée à un modèle numérique d'un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive en incidence rasante est présentée ici.

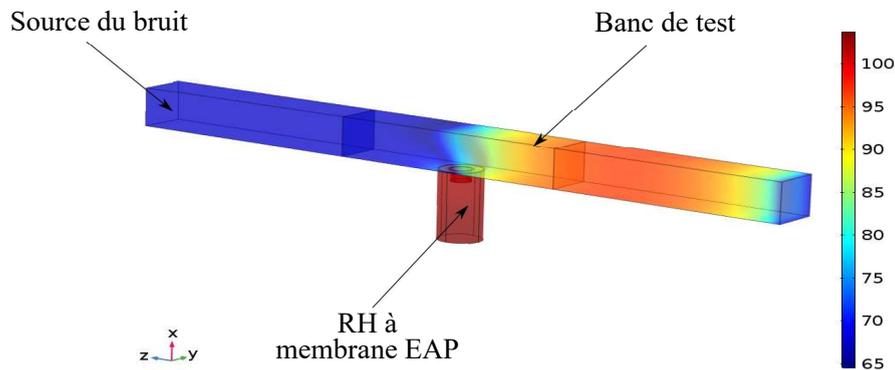


Figure 5.4 – Variation de la pression acoustique: perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive en incidence rasante

Le ratio d'étirement de la membrane utilisé ici est de $\lambda=3$. Le modèle numérique présenté reprend les dimensions du banc d'essai décrit dans la section 5.1.2. Les mêmes étapes présentées dans le chapitre 3 (pour la modélisation des pertes dans le col du

résonateur et la détermination de la perte par transmission) et dans la section 4.3.2 (pour le maillage) sont suivies pour la modélisation du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive. L'effet d'amortissement est pris en compte dans le modèle en utilisant une force de tension complexe $T_0^* = T_0(1 + j\eta)$ avec $\eta=0.02$ le facteur de perte d'amortissement de la membrane de $\lambda=3$.

La figure 5.5 (a) présente une comparaison entre le résultat issu du modèle numérique et le résultat expérimental à tension électrique nulle. Le modèle décrit avec fidélité le comportement du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive notamment pour la première fréquence de résonance, tandis qu'il surestime les deux autres résonances observées autour de 790 Hz et 960 Hz.

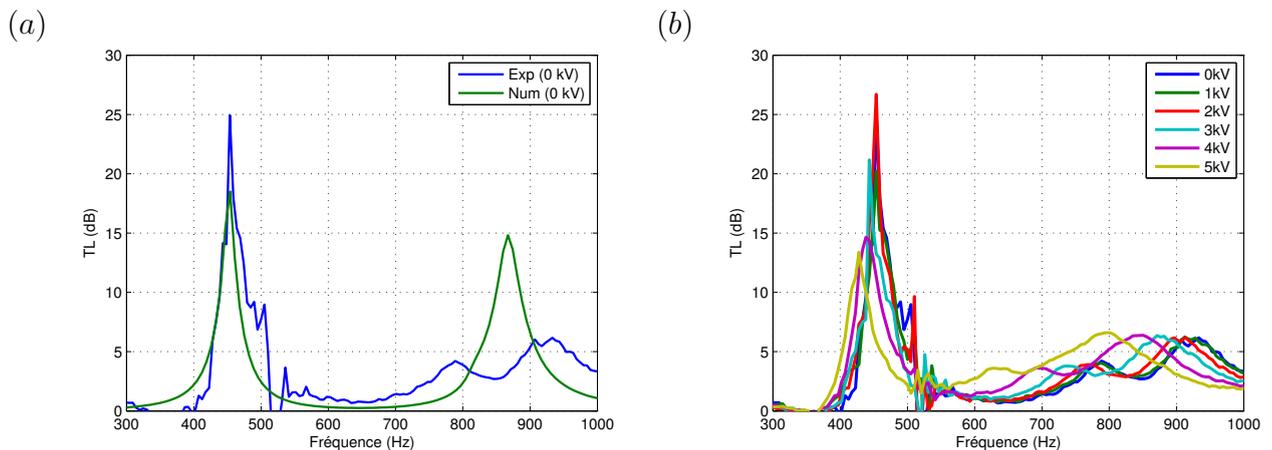


Figure 5.5 – Perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive testé en incidence rasante: a) comparaison calculs-essais pour une tension électrique nulle; b) résultats expérimentaux pour différentes tensions électriques

Ceci est probablement dû à l'assemblage expérimental de la membrane sur le résonateur.

Plus la tension électrique appliquée augmente, plus la résonance est décalée vers les basses fréquences, l'amplitude du pic quant à elle, baisse fortement avec une chute d'environ 10 dB (40%) pour la tension électrique 5 kV (figure 5.5 (b)). L'évolution des fréquences de résonance en fonction de la tension électrique est donnée sur le tableau

5.2.

Tableau 5.2 – Évolution de la première fréquence de résonance f_{r1} et de l'écart Δf_i en fonction de la tension électrique appliquée pour le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) en incidence rasante

la tension électrique (kV)	0 kV	1 kV	2 kV	3 kV	4 kV	5 kV
$f_r(\text{Hz})$						
f_{r1}	453,6	453,6	453,0	443,0	438,0	428,0
Δf_i	-	0	0,6	10	15	25

$\Delta f_i = |f_{0kV} - f_{ikV}|$ est l'écart entre la fréquence de résonance à tension nulle et celles pour différentes tensions électriques ($i=1$ à 5 kV). Cet écart est donné dans le tableau 5.2. Pour 5 kV, un décalage de 25 Hz est obtenu, cette valeur pourrait être augmentée en appliquant une tension électrique plus élevée, par contre, l'amplitude du pic risque de diminuer fortement à cause de l'augmentation de l'amortissement comme démontré dans la section 4.6.

a) Perte par transmission de deux résonateurs de Helmholtz

Deux résonateur de Helmholtz à membrane électroactive supposés identiques RH1 et RH2 sont testés sur le banc. La figure 5.6 (a) illustre la perte par transmission du RH1, RH2 et les deux ensemble. Nous constatons que la première résonance du RH1 (courbe bleue à 453.6 Hz) est différente de celle de RH2 (courbe verte à 474 Hz). Ce décalage est dû au montage des membranes et des cols sur les résonateurs de Helmholtz. Les bandes d'atténuation pour les résonateurs sont situées autour de 464 Hz (RH1, courbe rouge) et 495 Hz (RH2, courbe verte). Chaque bande d'atténuation a une bande passante étroite d'une dizaine de Hertz à proximité de la fréquence centrale. En combinant les deux résonateurs, deux pics apparaissent autour des résonances de chacun (courbe rouge) à 464 Hz et 495 Hz avec respectivement des amplitudes de 35,7 dB et 31,4 dB. Notons que la largeur de bande à 15 dB d'amplitude approxime les 90 Hz.

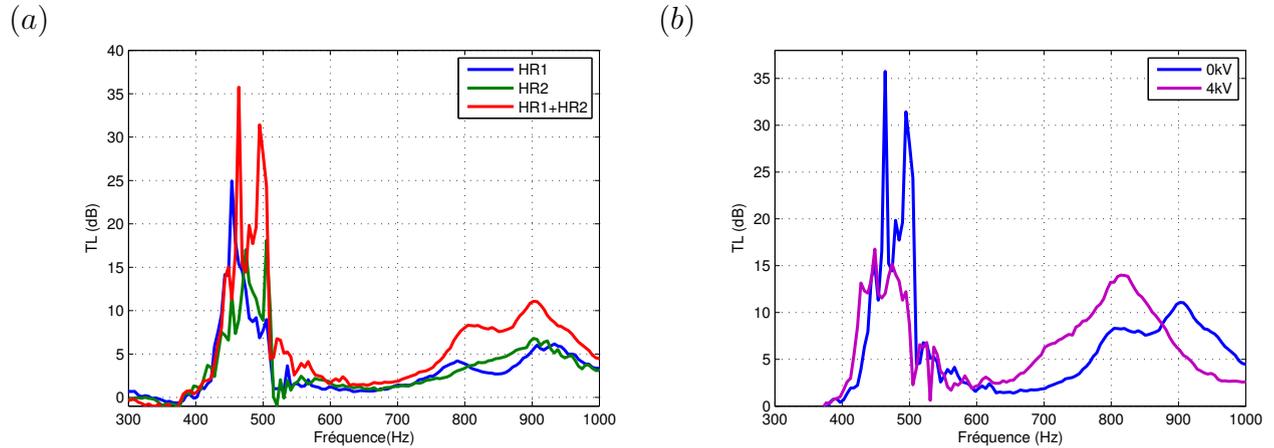


Figure 5.6 – Perte par transmission des résonateurs RH1, RH2 et les deux combinés testés en incidence normale à tension électrique variable: a) 0 kV; b) RH1+RH2 pour une tension électrique nulle et pour 4 kV

Il est aussi possible d'accorder le dispositif proposé en modifiant les tensions des membranes. Comme représenté sur la figure 5.6 (b), pour une tension électrique d'actionnement de 4 kV, un décalage est opéré vers les basses fréquences, la bande d'atténuation à 4 kV est limitée par une fréquence à 428 Hz. De ce fait, une «accordabilité (tunability)» de 10% est obtenue; «l'accordabilité» du système étant définie comme le pourcentage de décalage de fréquence qui peut être induit par la tension électrique appliquée, dans ce cas $(464-428)/464 \approx 8\%$ de la fréquence de la bande d'atténuation.

b) Comportement non linéaire des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive

Le comportement non-linéaire d'un résonateur de Helmholtz à membrane électroactive de la figure 5.1 (c) est étudié. Le signal d'excitation est un sinus glissant dans l'intervalle [300-1000] Hz avec un pas de 100 Hz. Les mesures sont réalisées pour différents niveaux de 100, 120 et 130 dB.

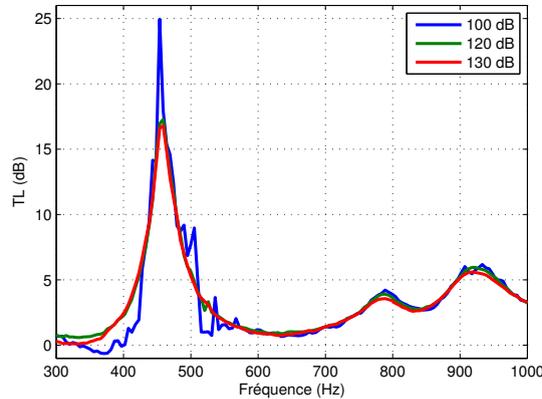


Figure 5.7 – Effet de forts niveaux d’excitation sur la perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

La figure 5.7 présente la perte par transmission du même résonateur de Helmholtz excité par des ondes planes à différents niveaux. Sur la courbe d’absorption à 100 dB, la courbe présente un pic à 453,6 Hz caractéristique de la résonance de Helmholtz, mais aussi deux bosses aux alentours de 780 Hz et 950 Hz qui sont des résonances de la membrane électroactive. L’amplitude du pic de la perte par transmission à tension nulle et à niveau de 100 dB est de 25 dB, elle diminue à 17,3 dB pour 120 dB et à 16,8 dB pour 130 dB. L’efficacité du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive est considérablement réduite pour de forts niveaux d’excitation. Cet effet a été observé dans la littérature par plusieurs auteurs [40, 125]; l’augmentation des niveaux d’excitation accentue la résistance dans le col du résonateur, une diminution des longueurs de corrections résulte et affecte l’efficacité du résonateur.

L’effet de l’application de la tension électrique et du haut niveau sur le résonateur est illustré sur les figures 5.8 (a, b). L’application de 5 kV décale de 25,6 Hz la première résonance (de 453,6 Hz à 428 Hz). L’amplitude du pic quant à elle passe de 25 dB à 13,4 dB (diminution de 11,6 dB). Les réductions dues aux forts niveaux sonores sont différentes pour 0 kV et 5 kV. Ceci étant principalement dû au comportement du matériau électroactif.

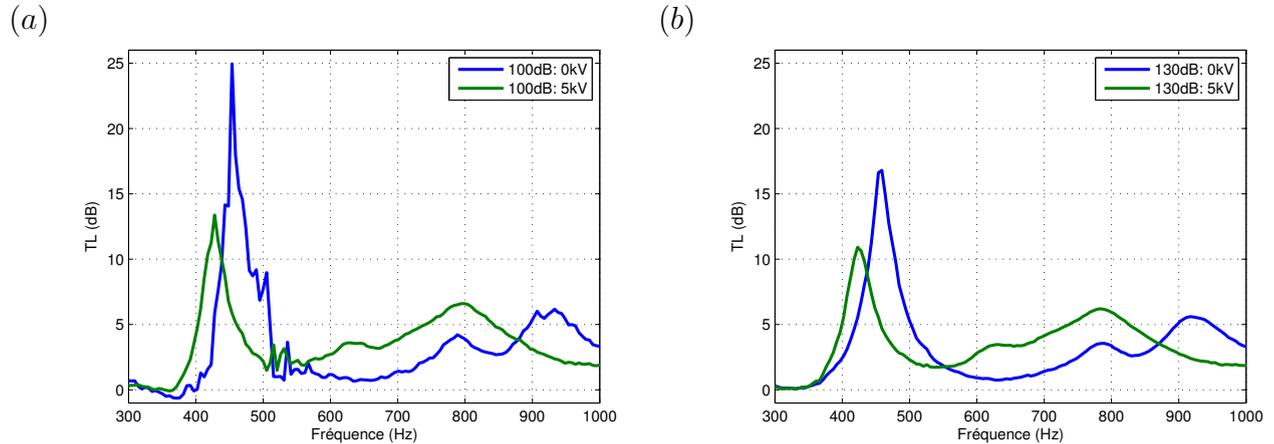


Figure 5.8 – Effet de la tension électrique et des haut niveaux d’excitation sur les performances du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive, a) 100 dB; b) 130 dB

Pour un niveau de 130 dB (figure 5.8 (b)), le pic a une amplitude de 16,8 dB pour une tension électrique nulle. L’amplitude est réduite à 10,92 dB (réduction de 5,88 dB) pour une tension électrique de 5 kV. Ce résultat est dû à deux effets qui sont couplés, d’une part le niveau sonore élevé qui amplifie les effets non linéaires dans le col du résonateur, et d’autre part, la tension électrique appliquée qui accroît l’amortissement de la membrane électroactive, ce qui réduit l’amplitude des pics observés.

5.2 Application 2: Test d’un panneau périodique en chambre de transmission

5.2.1 Montage expérimental

La perte par transmission d’un panneau en aluminium de 60×60 cm² et de 3.2 mm d’épaisseur avec un traitement composé de résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive intégrés dans une mousse de mélamine de 5 cm d’épaisseur est étudiée en chambre de transmission (voir figure 5.9).

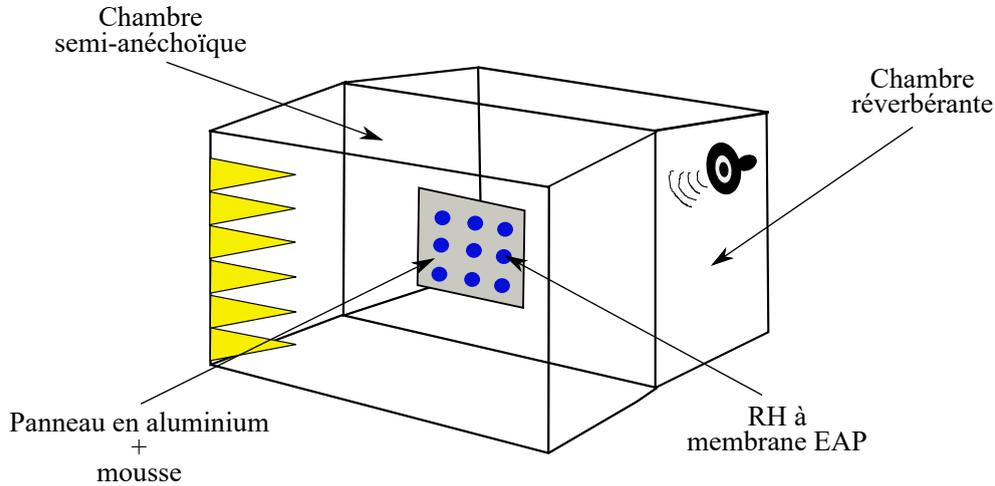


Figure 5.9 – Schématisation de la chambre de transmission

Les propriétés du panneau d'aluminium sont listées sur le tableau 5.3. Les tests sont effectués au GAUS dans la chambre de transmission [21].

Tableau 5.3 – Propriétés du panneau en aluminium utilisé en chambre de transmission

Épaisseur $e_p(\text{mm})$	Module de Young (GPa)	Coefficient de Poisson	ρ (kg/m^3)
3.2	69	0,33	2730

La suite de transmission du GAUS est composée de deux salles couplées: chambre réverbérante-chambre semi-anéchoïque. La chambre réverbérante a pour dimensions $7,5 \text{ m} \times 6,2 \text{ m} \times 3 \text{ m}$ (soit un volume de 143 m^3) avec une fréquence de coupure de 160 Hz et un temps de réverbération de 5,3 secondes à 1000 Hz. La mesure de la pression acoustique quadratique $\langle p_{rms}^2 \rangle$ dans la chambre réverbérante est réalisée grâce à un microphone tournant (microphone *B&K* de type 4189) pendant une durée de 90 s. Cela permet d'estimer la puissance acoustique incidente Π_{inc} sur la surface du panneau (qui est simplement supportés sur ses bords) par $\Pi_{inc} = \langle p_{rms}^2 \rangle S / (4\rho_0 c_0)$, avec ρ_0 la densité de l'air et c_0 la vitesse du son et S la surface du panneau). La chambre semi-

anéchoïque (de dimension 6 m×7 m×3 m et une fréquence de fonctionnement de 160 Hz à 80 kHz) est connectée à la chambre réverbérante par le panneau périodique. La mesure de la puissance transmise est basée sur l'utilisation d'une sonde intensimétrique B&K (de type 4197) afin d'estimer la perte par transmission du panneau. La pression acoustique rayonnée Π_{rad} est estimée à partir de l'intensité acoustique, intégrée sur la surface du panneau S . Un espacement de 12 mm est choisi entre les deux microphones, ce qui permet une mesure jusqu'à 5 kHz [126].

Une condition sur l'indice $PI < 10$ (PI: pression-intensité) doit être respectée pour s'assurer de l'exactitude de la mesure. En mesurant le PI, nous pouvons déterminer le changement de phase à travers l'espacement entre les microphones et déterminer si l'erreur de phase rendra la mesure imprécise [127]. La surface du panneau est balayée manuellement. La perte par transmission est définie par

$$TL = 10 \log_{10} \left(\frac{\Pi_{inc}}{\Pi_{rad}} \right). \quad (5.1)$$

Conformément aux normes de mesure en chambre de transmission [128], la perte par transmission est déterminée à partir de la relation

$$TL = L_p - L_i - 6 \text{ dB} \quad (5.2)$$

avec L_p le niveau de pression acoustique référencé à 20 μ Pa dans la chambre réverbérante, et L_i le niveau d'intensité acoustique référencé à 1 pWm^{-2} au niveau du panneau du côté de la chambre semi-anéchoïque [129].

5.2.2 Résultats expérimentaux

La loi de masse du panneau en aluminium seul est d'abord vérifiée. La perte par transmission d'une paroi en champs diffus est donnée par [130]

$$TL = 20 \log_{10}(m_s f) - 47 \quad (5.3)$$

où $m_s = e_p \rho$ la masse surfacique du panneau et f la fréquence en Hz.

Le résultat analytique obtenu à partir de l'équation (5.3) est comparé au résultat expérimental de la mesure de la perte par transmission sur la figure 5.10.

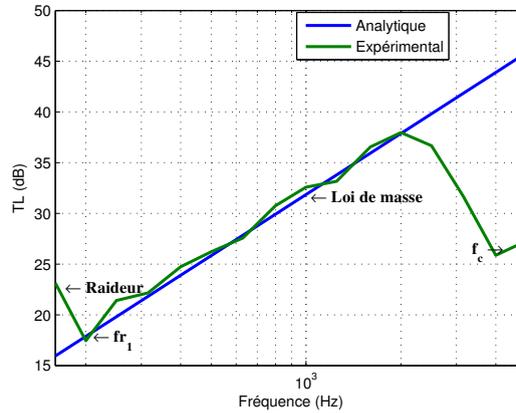


Figure 5.10 – Perte par transmission du panneau d’aluminium: comparaison analytique-expérimental

La loi de masse est bien vérifiée pour le panneau d’aluminium. On observe un effet de raideur (effet de taille de la plaque) au début de la courbe expérimentale (verte) suivi de l’apparition d’un creux à la fréquence $f_{r1}=200$ Hz qui correspond à la résonance de la plaque (comportement modal de la plaque). Les deux courbes se confondent ensuite jusqu’à l’apparition d’une chute, qui est observée à $f_c=4300$ Hz qui correspond à la fréquence critique du panneau.

Une fois la loi de masse vérifiée, la mousse de mélamine de 5 cm d’épaisseur dont les propriétés sont listées dans le tableau 5.4 est ajoutée.

Tableau 5.4 – Paramètres du modèle de Johnson-Champoux-Allard de la mousse mélamine

	σ	Φ	α_∞	Λ	Λ'	ρ
	(N.s.m ⁻⁴)			(mm)	(mm)	(kg/m ²)
Mélamine	7920	0,98	1	0,132	0,149	6,1

Le panneau de mousse est évidé partiellement afin d’intégrer 9 résonateurs à membrane électroactive qui sont répartis uniformément comme illustré sur la figure 5.11.

Ils sont réalisés par prototypage 3D et les membranes collées aux résonateurs. Le taux de remplissage de la surface du traitement acoustique par les résonateurs de Helmholtz est de 7%.

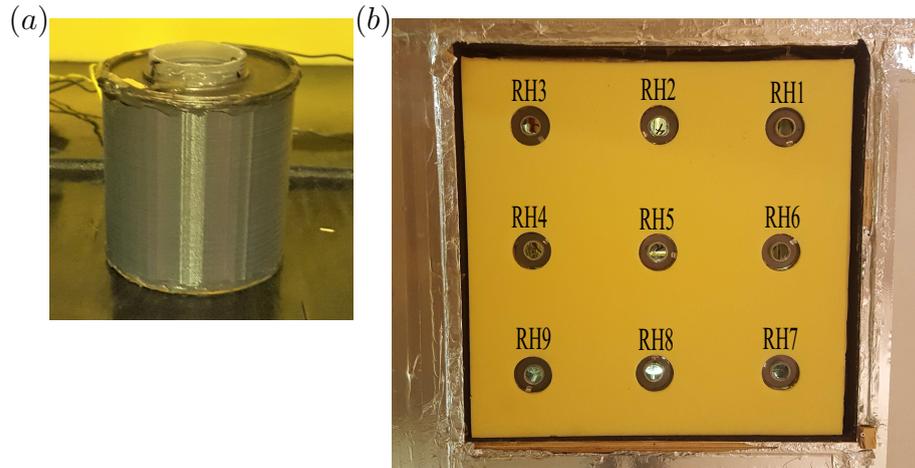


Figure 5.11 – Configuration expérimentale du test des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive en chambre de transmission: a) vue en perspective d'un résonateur de Helmholtz de la structure périodique; b) panneau de 9 résonateurs de Helmholtz intégrés dans une matrice de mélamine de taille 60×60 cm

Les dimensions du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive utilisé dans cette mesure sont listées sur le tableau 5.5.

Tableau 5.5 – Dimensions des résonateurs de Helmholtz testés dans la chambre de transmission

RH	Propriétés			
	l_{col}	r_{col}	l_{cav}	r_{cav}
Dimensions (mm)	10	14	70	29

Les 9 résonateurs sont caractérisés individuellement dans un premier temps. Une mesure de la perte par transmission de chaque résonateur est d'abord mesurée en tube

d'impédance (diamètre 100 mm) afin de déterminer les deux fréquences de résonance. Les résultats sont illustrés sur la figure 5.12.

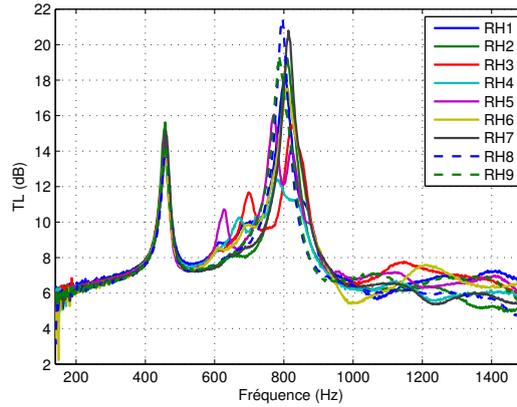


Figure 5.12 – Perte par transmission des 9 résonateurs de Helmholtz testés séparément au tube d'impédance

Les fréquences de résonance pour chaque résonateur sont listées sur le tableau 5.6.

Tableau 5.6 – Fréquences de résonance des 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive mesurées en tube d'impédance (diamètre 100 mm)

	RH1	RH2	RH3	RH4	RH5	RH6	RH7	RH8	RH9	Moy (Hz)	Std
f_{res1}	458,5	457,0	455,6	457,0	457,0	457,0	458,8	458,5	458,5	458,0	1,0
f_{res2}	800,0	810,0	822,0	752,0	772,0	808,6	813,0	795,5	786,7	796,0	20,0

La première fréquence de résonance (celle de Helmholtz) pour les 9 résonateurs de Helmholtz se situe autour de la moyenne $f_r=458$ Hz avec un écart-type faible (environ 1 Hz). La deuxième résonance (celle de la membrane) fluctue d'un résonateur à l'autre, la moyenne est de 796 Hz et l'écart type est assez élevé avoisinant la valeur de 22. Ceci est dû à la sensibilité des membranes aux conditions de montage.

La perte par transmission pour l'ensemble panneau en aluminium+mousse (courbe bleue) est mesurée puis comparée à celle du panneau en aluminium+Mousse+9HRs (courbe verte). Les courbent sont illustrées sur la figure 5.13.

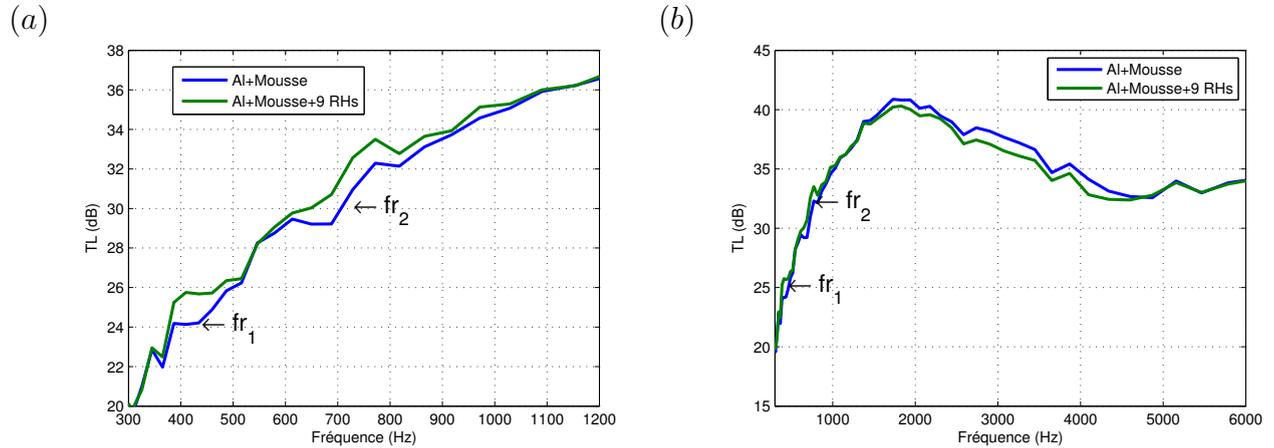


Figure 5.13 – Perte par transmission du panneau périodique testé en chambre de transmission: a) sur une bande de 300 à 1200 Hz; b) sur une bande élargie de 300 à 6000 Hz

Dans un intervalle de 300 à 1200 Hz (figure 5.13 (a)), les deux courbes de perte par transmission se confondent sauf autour des deux résonances des résonateurs, ce qui semble montrer un effet de l'ajout de ces dispositifs malgré le faible taux de remplissage surfacique (7%). Une différence est observée à partir de 1800 Hz, où la perte par transmission de la courbe verte baisse d'environ 3 dB (figure 5.13 (b)). Ceci s'explique par la réduction de la surface d'absorption (effet de masquage) de la mousse de mélamine. L'ajout des résonateurs de Helmholtz améliore la perte par transmission sur les fréquences ciblées, mais baisse en plus hautes fréquences.

Nous nous intéressons ensuite à la perte par insertion (IL) qui est définie comme la différence entre la perte par transmission du traitement acoustique et la perte par transmission d'une mousse homogène de même épaisseur. Sur la figure 5.14, la perte par insertion est d'environ 1,7 dB à la fréquence de 457 Hz (qui est la première fréquence de résonance des 9 résonateurs) et autour d'une fréquence centrale de 796 Hz qui correspond à la résonance des membranes des résonateurs. On observe donc un certain effet des résonateurs malgré leur très faible ratio surfacique (7%) par rapport à la mousse. De plus, le pic de la perte par transmission est assez faible comparé à celui observé lors des tests en tube d'impédance à cause de la moyenne fréquentielle choisie (bande fine en tube d'impédance et 1/12 d'octave pour la chambre de

transmission) mais aussi aux conditions du test expérimental en champs diffus.

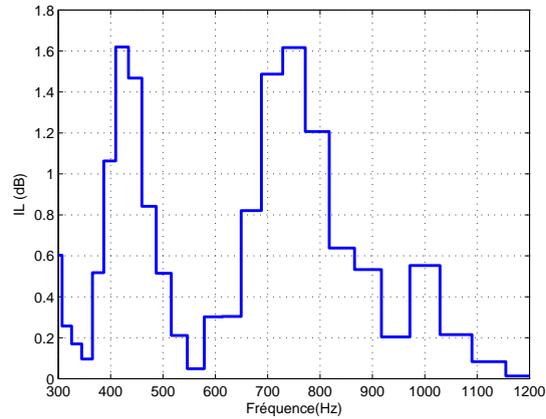


Figure 5.14 – Perte par insertion des résonateurs de Helmholtz intégrés dans la mousse

Sur la figure 5.15, la perte par transmission du panneau périodique est illustrée à tension nulle et pour 2 et 4 kV.

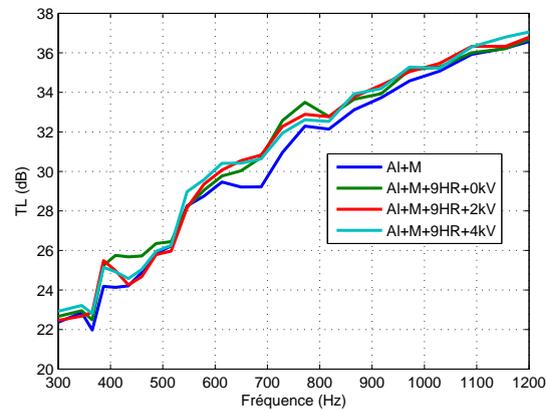


Figure 5.15 – Perte par transmission du panneau périodique à tension nulle et pour 2 et 4 kV

L'application d'une tension électrique permet le décalage de la fréquence de résonance. Pour le panneau périodique, une variation est observée autour des deux fréquences de résonances sur la bande fréquentielle montrée sur la figure 5.15. Globalement, une variation est observée autour des deux fréquences de résonances. Néanmoins, des conclusions tranchées

ne peuvent être émises dans ce cas à cause des amplitudes assez faibles remarquées sur les courbes présentées. Des études avec des résonateurs identiques ayant un ratio surfacique plus élevé peuvent permettre de visualiser plus clairement l'effet de l'ajout des résonateurs et le décalage résultant pour différentes tensions électriques appliquées.

5.2.3 Effet du champs diffus

a) Mesures individuelles des résonateurs en champs diffus à tension électrique nulle

Le ratio énergétique R_g (en dB) est mesuré individuellement pour chaque résonateur à membrane électroactive. La sonde intensimétrique est immobilisée en face (acquisition ponctuelle de l'intensité) de la mousse (courbe bleue de la figure 5.16) puis en face du résonateur (figure 5.11) pendant une acquisition complète de 90 secondes. Le calcul est fait en se basant sur l'équation (5.2) de la perte par transmission. La différence est que dans ce cas, l'acquisition est faite sur une position fixe et pas sur la surface complète du panneau. Ces ratios énergétiques sont présentés en 1/12 d'octave sur les différentes figures. L'opération est répétée pour chacun des 8 résonateurs restants.

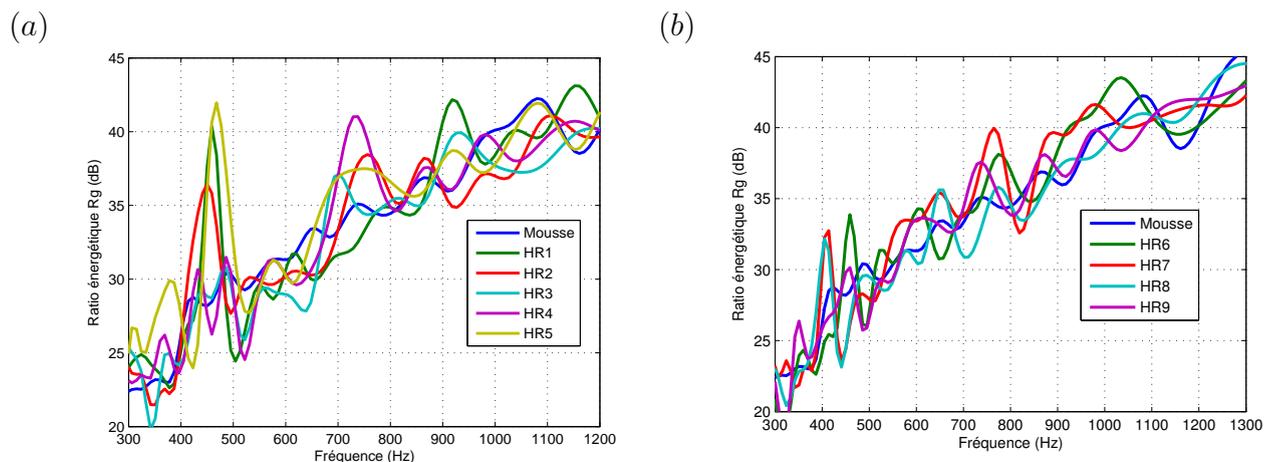


Figure 5.16 – Ratio énergétique (R_g) mesuré individuellement pour chacun des 9 résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive en champs diffus: a) RH1 à RH5 comparés à la mousse; b) RH6 à RH9 comparés à la mousse

Sur la figure 5.16 (a), les pics attendus sont révélés à 460 Hz pour RH1, RH2 et RH5 à des amplitudes élevées (respectivement 40,5, 36,5 et 42 dB). Les résonateurs RH6, RH7, RH8, RH9 présentent des résonances peu marquées (figure 5.16 (b)). En plus des premières résonances, des résonances vers les plus hautes fréquences sont observées et sont dues cette fois-ci aux résonances de la membrane de chaque résonateur. Elles se situent autour de celles observées pour les tests en incidence normale de la figure 5.12. On observe bien que les 9 résonateurs sont excités différemment ce qui explique la variabilité de leur performances et les amplitudes des pics de la perte par transmission réalisée individuellement pour chaque résonateur. Le comportement observé laisse penser que la cause de ces faibles amplitudes est la position de chaque résonateur par rapport à l'excitation en champs diffus. Ainsi, on met en évidence les résonateurs qui sont totalement excités (rond rouge), ceux qui le sont partiellement (rond bleu) et ceux qui le sont peu (rond noir) (figure 5.17).

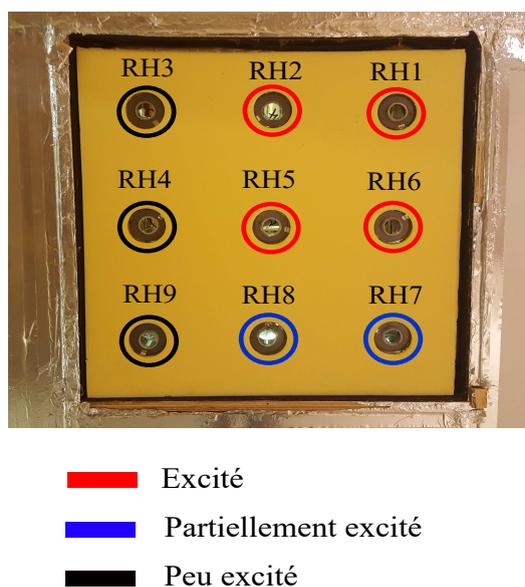


Figure 5.17 – Illustration des résonateurs qui ont ou pas une réponse à l'excitation en champs diffus

Lorsqu'un des résonateurs excités (exemple: RH1) est placé à une position où le résonateur ne l'est pas (comme la position du RH9), le RH1 perd son efficacité et vice-versa. Cela permet d'illustrer le manque de symétrie pour le champs diffus. Ce point fera l'objet d'investigations supplémentaires pour une meilleure compréhension de ce comportement singulier de certains

résonateurs. Une des pistes à explorer concerne le champs diffus dans la chambre réverbérante.

b) Effet de la tension électrique

L'effet de l'application d'une tension électrique sur le décalage de la fréquence de résonance du résonateur de Helmholtz RH1 est étudié.

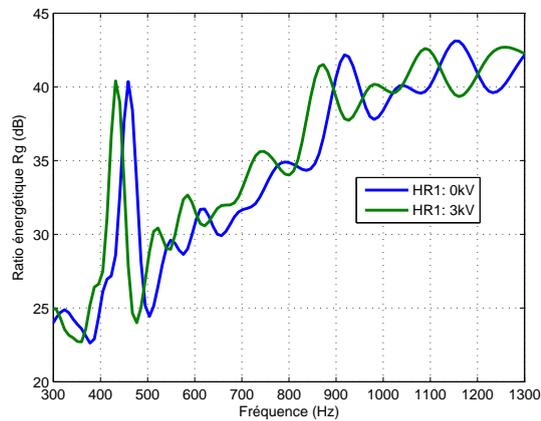


Figure 5.18 – Comparaison du ratio énergétique sur la position du résonateur RH1 à tension nulle et pour 3 kV

Pour 3 kV, la fréquence de résonance du RH1 est ainsi décalée de 460 Hz à 434 Hz comme illustré sur la figure 5.18, cela démontre une fois de plus la possibilité de contrôler la position de la fréquence de résonance en appliquant une tension électrique.

5.2.4 Simulation d'une excitation en incidence oblique et en champs diffus

Pour une compréhension approfondie des effets du champs diffus sur les performances acoustiques du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive, une modélisation du RH1 intégré dans une mousse de mélamine carrée de 20 cm de côté et de 5 cm d'épaisseur est proposée. L'ensemble RH1 et mousse constitue une cellule périodique. Cette dernière est étudiée en incidence oblique pour 0, 30 et 60° puis en champs diffus. Un modèle numérique tridimensionnel périodique est nécessaire pour permettre une excitation du RH1 en incidence oblique et en

champs diffus. La figure 5.19 illustre un schéma des différentes conditions nécessaires pour la modélisation d'une structure périodique sous Comsol V 5.3.

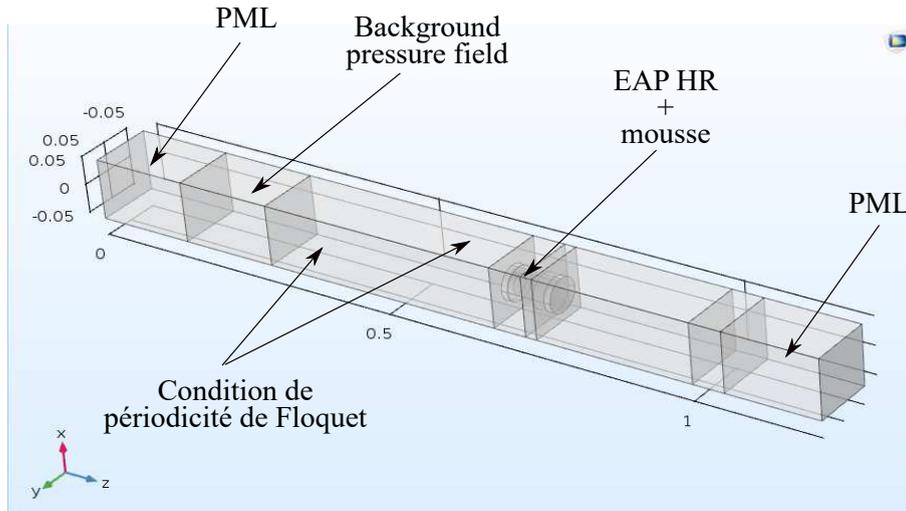


Figure 5.19 – Géométrie du modèle numérique de la simulation du résonateur RH1 en incidence oblique et en champs diffus

L'échantillon est excité par une onde d'incidence oblique en imposant un champ de pression ambiante (Background pressure field) permettant de décrire la propagation de l'onde acoustique suivant les 3 composantes spatiales

$$\begin{aligned} k_x &= k_0 \sin(\theta) \\ k_y &= 0 \\ k_z &= k_0 \cos(\theta) \end{aligned} \quad (5.4)$$

avec $k_0 = \frac{\omega}{c_{air}}$ le nombre d'onde et θ l'angle d'incidence.

L'expression de la pression en incidence oblique est introduite comme

$$P_{inc} = P_0 e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} \quad (5.5)$$

avec $P_0 = 1$ Pa l'amplitude de la pression acoustique de l'onde incidente.

Pour permettre d'atténuer les réflexions acoustiques, deux PML (Perfectly Matched Layer) sont ajoutés à l'entrée et à la sortie du tube. Les conditions de Floquet sont utilisées sur toutes les parois extérieures du tube afin de prendre en compte la périodicité. Un maillage à éléments triangulaires, identique sur les parois opposées deux à deux de la cellule périodique est utilisé

avec une taille choisie de manière à avoir 6 éléments par longueur d'onde sur l'ensemble du modèle. Le modèle de JCA (avec squelette supposé rigide) est utilisé pour modéliser la mousse de mélamine et les pertes dans le col du résonateur.

Les résultats issus du modèle numérique de la perte par transmission en incidence oblique pour 0, 30 et 45° sont comparées sur la figure 5.20.

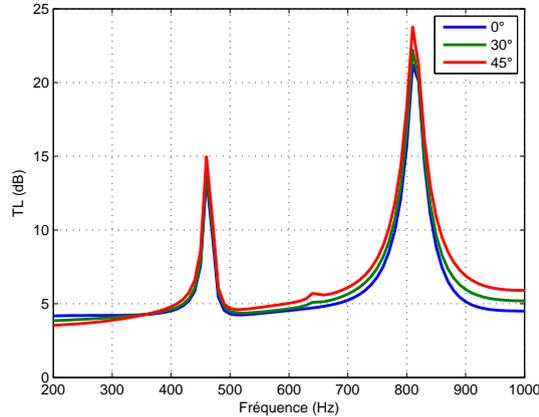


Figure 5.20 – Perte par transmission du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive RH1 en incidence oblique

On observe que l'incidence oblique permet d'améliorer la perte par transmission sur toute la bande fréquentielle étudiée [200:1200] Hz. Pour les angles d'incidence 30 et 45°, on remarque une résonance supplémentaire autour de 630 Hz en plus des deux résonances déjà observée. L'excitation en incidence oblique sollicite des modes de la membrane qui n'étaient pas sollicités en incidence normale.

Dans un second temps, une étude en champs diffus est réalisée afin d'investiguer les performances acoustiques en transmission de la structure périodique.

Pour une excitation en champ diffus, la perte par transmission est définie comme [12, 131]

$$TL_d = -10 \log \left[\frac{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} |\tau(\theta)|^2 \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta}{\int_{\theta_{min}}^{\theta_{max}} \cos(\theta) \sin(\theta) d\theta} \right] \quad (5.6)$$

$\tau(\theta)$ est le coefficient de transmission pour un angle d'incidence θ tel que

$$TL = -10 \log \tau(\theta). \quad (5.7)$$

L'angle d'incidence θ est pris dans l'intervalle $\theta_{min} < \theta < \theta_{max}$ avec un pas de 5° . Cet intervalle permet de simuler un test dans des conditions proches de celle d'une mesure réelle avec un angle d'incidence minimal $\theta_{min}=0^\circ$ et maximal de $\theta_{max}=78^\circ$ [132].

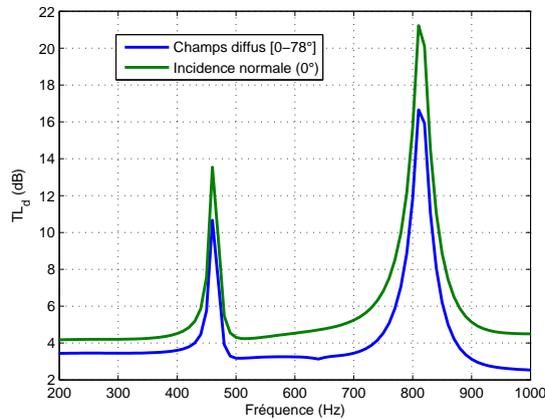


Figure 5.21 – Perte par transmission en champs diffus de la cellule périodique

La figure 5.21 compare les pertes par transmission en champs diffus (courbe verte) et en incidence normale (courbe bleue). Nous retrouvons les deux résonances principales des résonateurs, mais des chutes dans les amplitudes sont observées. Ainsi, une baisse de 3 dB est observé pour la première fréquence (de 13,7 dB à 10,7 dB) et de 4,3 dB pour la deuxième fréquence (de 21 dB à 16,7 dB).

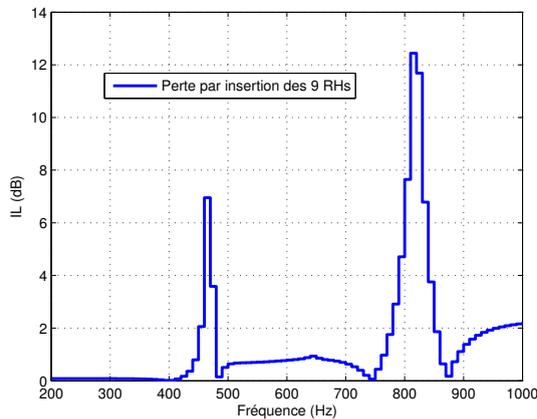


Figure 5.22 – Perte par insertion du résonateur RH1

La perte par insertion en champs diffus des résonateurs est illustrée sur la figure 5.22, elle est calculée par rapport à celle de la configuration avec la mousse seule . On remarque des amplitudes décalées en moyenne de 3 dB représentant la contribution de la mousse. Ce résultat numérique est comparé à l'expérimental illustré sur la figure 5.14. Nous constatons la même valeur pour la première fréquence de résonance qui est de 458 Hz. En revanche, l'amplitude est de 7 dB pour le résultat issu du modèle numérique et de 1,7 dB pour l'expérimental (figure 5.2.3). L'écart important pourrait s'expliquer par:

1- le fait que tous les résonateurs ne soient pas excités de façon identique en raison de leurs positions sur le panneau, comme expliqué dans la section 5.2.3

2- le fait que les résonateurs présentent des différences de performances à cause des incertitudes dues au montage et les erreurs issues de l'expérimental.

Quand à la deuxième résonance, des différences existent aussi. Une perte par insertion de 12,5 dB est obtenue par le modèle numérique et 1,7 pour l'expérimental, avec un écart de 10,8 dB. L'écart s'explique par le fait que la cellule périodique (RH1+ Mousse) du modèle numérique contient un résonateur identique au RH1, alors qu'une différence notable pour la deuxième résonance est observée pour les 9 résonateurs testés séparément en incidence normal (figure 5.12).

5.3 Conclusion

Plusieurs remarques peuvent être faites sur le fonctionnement en conditions réelles du traitement acoustique à résonateur de Helmholtz à membrane électroactive:

- Les performances des résonateurs acoustiques à base de membrane électroactive peuvent être contrôlées grâce à l'application de la tension électrique.

- Les résonateurs acoustiques à base de membrane électroactive ont démontré leur efficacités pour le contrôle des résonances dans un conduit. La combinaison de plusieurs résonateurs identiques permet d'augmenter l'efficacité en perte par transmission. La combinaison de résonateurs possédant des fréquences de résonance différente permet d'élargir la bande fréquentielle contrôlée.

- Les performances acoustiques du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive sont affectées à fort niveaux sonores à cause des effets non-linéaires qui en résultent.

- La perte par insertion obtenue avec le traitement proposé est d'environ 1.7 dB aux fréquences de résonance pour un taux de remplissage de 7%. L'augmentation de ce dernier permettrait d'augmenter la perte par insertion du traitement.

- Le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive est considéré dans notre cas comme une inclusion résonante différente d'un résonateur de Helmholtz classique (à parois rigides). La membrane a un comportement dépendant de l'angle d'incidence.

- Nous remarquons à partir des deux modèles numériques en incidence oblique et en champs diffus, que les performances acoustiques des résonateurs restent globalement identiques.

- L'excitation «partielle» de certains résonateurs de la structure périodique est essentiellement due à l'emplacement de ces derniers. Des études supplémentaires permettront d'établir un lien entre la réponse des résonateurs et l'excitation en champs diffus. En effet, il se pourrait que le champ établi en chambre réverbérante ne soit pas diffus, ce qui influence la réponse des résonateurs. Des études complémentaires sont en cours pour investiguer ces effets.

- La maîtrise du processus de fabrication et du montage des résonateurs à membranes électroactive est plus que nécessaire. Le but est de pouvoir obtenir des résonateurs de Helmholtz avec des performances acoustiques ayant le moins de disparités possibles.

CONCLUSION

L'amélioration par contrôle adaptatif des performances acoustiques d'un méta-matériau intelligent a fait l'objet de cette thèse. Ainsi, plusieurs études ont été menées pour un méta-matériau composé de résonateurs à membranes en polymère diélectrique puis à membranes électroactives, intégrés dans un matériau poreux. Des mesures expérimentales en tube d'impédance de ces dispositifs ont permis d'investiguer les performances en absorption et de perte par transmission de ces dispositifs permettant ainsi de comprendre les mécanismes mis en jeu pour des systèmes vibroacoustiques tels que ceux proposés.

En premier lieu, des cavités acoustiques et des résonateurs de Helmholtz à membranes passives en acrylique (3M VHB 4910) avec des taux d'étirement λ de 3 et 4 sont proposées puis leurs performances mesurées expérimentalement en tube d'impédance. Les résultats sont ensuite comparés à un modèle éléments finis sous incidence normale. Le modèle prend en compte l'interaction fluide-structure. Le type des résonances observées est identifié. Ainsi, en plus d'un premier pic de résonance, des chutes sont remarquées en moyennes fréquences dues à la nature de l'inclusion intégrées dans de la mousse. Cette dernière étant plus résistive en moyennes fréquences. D'autre parts, des pics sont obtenus dans le cas de perte par transmission. Ces pics se sont avérés bénéfiques pour le contrôle en basses et moyennes fréquences.

En se basant sur les résultats prometteurs obtenus dans les cas passifs, des dispositifs à base de membranes électroactives sont étudiés. L'application d'une tension électrique (quelques kilo-Volt) permet de décaler les résonances vers les basses fréquences grâce à la déformation plane de la membrane. Ce phénomène est exploité pour développer un contrôle adaptatif Feedforward permettant d'ajuster les résonances à la variation de l'excitation. La membrane ayant une nature viscoélastique, son comportement non-linéaire est modélisé grâce à un algorithme basé sur les réseaux de neurones.

La flexibilité offerte par la membrane électroactive a permis d'imaginer un résonateur à volume variable. En effet, la déformation plane est transformée en un déplacement axial grâce

à l'ajout de guides transverses. Ainsi, un volume additionnel est créé et les résonances décalées vers les basses fréquences. Néanmoins, un désavantage majeur est apparu, en déformant la membrane, cette dernière devient plus dissipative, son amortissement augmente et réduit de ce fait l'amplitude des résonances. Le concept reste intéressant, mais des études complémentaires (d'optimisation et de sensibilité) sont nécessaires pour permettre de meilleures performances acoustiques.

À partir des concepts étudiés, des applications à potentiel technologique intéressant sont proposées. Des mesures en incidence rasante sont réalisées à différentes tensions électriques appliquées à la membrane électroactive mais aussi à hauts niveaux d'excitation sonore. Des décalages en fréquence sont observés confirmant ainsi la possibilité de régler les fréquences de résonance de ces dispositifs. Les hauts niveaux d'excitation en ondes planes supérieurs à 100 dB diminuent la perte par transmission à cause des effets non-linéaires. À partir des résultats en absorption et de la perte par transmission, différentes applications de ces concepts proposés sont possibles telles que le contrôle du bruit dans les conduits de ventilation ou même sur les liners des moteurs d'avions.

Une autre application visant les fuselages des cabines d'avions est aussi proposée. Ainsi et à partir des résonateurs de Helmholtz à membrane électroactive (déformation plane), une configuration de 9 résonateurs (avec un taux de remplissage de 7%) intégrés dans une matrice de mousse (de dimensions $60 \times 60 \text{ cm}^2$) est développée pour des mesures en chambre de transmission. Plusieurs configurations sont comparées numériquement et le meilleur compromis a été choisi après des validations en tube d'impédance pour les 9 résonateurs. Le modèle numérique a également été validé en tube d'impédance. La configuration choisie est fabriquée et testée en chambre de transmission. Celle-ci permet une perte par insertion en champs diffus d'environ 2 dB à 458 Hz et 2 dB autour de 796 Hz. Une amélioration de la perte par insertion reste possible en augmentant le nombre de résonateurs.

Finalement, l'apport technologique majeur de ce projet est la proposition de plusieurs concepts de résonateurs acoustiques innovants, passifs et actifs pour contrôler les bruits en basses fréquences tout en gardant un système performant en moyennes et hautes fréquences (surtout dans le cas de la transmission). Un modèle numérique et une méthodologie complète développée lors de ce projet permettra le dimensionnement des résonateurs à membranes passives ou actives.

Perspectives

Conjuguant recherche fondamentale et proposition de solutions technologiques innovantes, ce projet se veut audacieux. Les concepts développés proposent des alternatives possédant un grand potentiel pour le contrôle des bruits en basses fréquences. Des applications dans le domaine de l'aéronautique et de l'aérospatiale sont possibles pour un contrôle vibroacoustique performant et adaptatif permettant ainsi un confort optimal des utilisateurs et des usagers.

Développer et valider un modèle numérique pour prédire avec précision le comportement du résonateur sous une excitation en champs diffus, ainsi que l'interaction entre les résonateurs (cas de multiples résonateurs) et le matériau hôte (fibres, mousse,...).

Étude paramétrique pour dimensionner le résonateur et en particulier la cellule élémentaire (force de tension de la membrane et , paramètres géométriques, matériau hôte,...).

Étude de sensibilité/robustesse sur l'effet de positionnement, intégration (collage, contact avec la structure,...) et l'effet de l'orientation des résonateurs. Une étude approfondie est également nécessaire pour améliorer la modélisation du système à volume variable pour prendre en compte l'évolution du facteur de perte en fonction de la déformation de la membrane et les effets de la tension électrique appliquée.

L'utilisation d'un contrôle en boucle fermée de type Feedback basé sur un contrôleur proportionnel-intégral est une alternative à l'algorithme Feedforward proposé dans ce projet. Le contrôle en boucle fermée sera insensible aux perturbations extérieures, ce qui n'est pas le cas du contrôle avec les réseaux de neurones.

Pour des performances plus élevées en chambre de transmission, une piste consisterait à augmenter le nombre de résonateurs. Cela va permettre d'obtenir un taux de remplissage plus élevé et ainsi améliorer la perte par transmission de la structure périodique. Une autre piste porterait sur l'établissement d'un lien entre la variation des performances des résonateurs en fonction de sa position sur le panneau périodique.

Il est possible de modéliser analytiquement le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive avec et sans effet de la tension électrique. Un tel modèle permettrait une meilleure compréhension des différents phénomènes qui contribuent aux fréquences de résonance et de réaliser des études d'optimisation moins coûteuses en temps et en moyens de calcul comparé aux modèles numériques.

Annexe A

Choix de l'emplacement de la membrane électroactive

À partir des configurations de la figure 3.1, une étude numérique est réalisée afin de déterminer le meilleur emplacement de la membrane électroactive. Les pertes par transmission des configurations (a), (b) et (c) sont tracées sur la figure A.1.

Les dimensions du résonateur étudié sont les mêmes que celles utilisées dans le chapitre 3 (listées sur le tableau 3.4). Les propriétés de la mousse sont listées sur le tableau 3.5.

Les pertes par transmission en incidence normale des trois configurations sont représentées sur la figure A.1. La perte par transmission du résonateur classique à parois rigides (figure A.1 (a)), inséré dans un cylindre en mousse (figure 3.8), présente un pic à la fréquence $f_{res}=310$ Hz d'amplitude 21 dB.

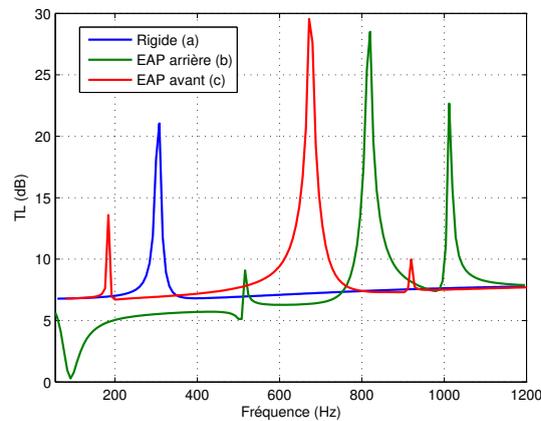


Figure A.1 – Perte par transmission pour différentes configurations du résonateur de Helmholtz: configuration (a) (courbe bleue), configuration (b) (courbe verte), configuration (c) (courbe verte)

RH	f_{res1} (Hz)	f_{res2} (Hz)
a) Classique	310	-
b) EAP paroi arrière	95	442
c) EAP paroi avant	184	800

Tableau A.1 – Fréquences de résonance pour les trois configurations

Dans le cas où la paroi arrière de la cavité du résonateur est remplacée par une membrane électroactive, la première résonance apparaît à 420 Hz, suivie de deux autres résonances à 685 et 820 Hz. Une chute apparaît à $f=95$ Hz. Elle est causée par la résonance de la membrane polymère. Par conséquent, dans ce système, l'énergie acoustique peut être transférée dans la cavité arrière lorsque la fréquence coïncide avec la résonance de la membrane. Dans le cas où la paroi avant de la cavité du résonateur est en matériau électroactif (courbe bleue de la figure A.1), deux résonances dans la bande [0-1000] Hz sont observées. Le premier pic se situe à 184 Hz avec une amplitude de 12 dB, tandis que le second est situé à environ 796 Hz et a une amplitude de 34.5 dB. Les nouvelles fréquences de résonance du système résultent du couplage entre la membrane électroactive et la cavité.

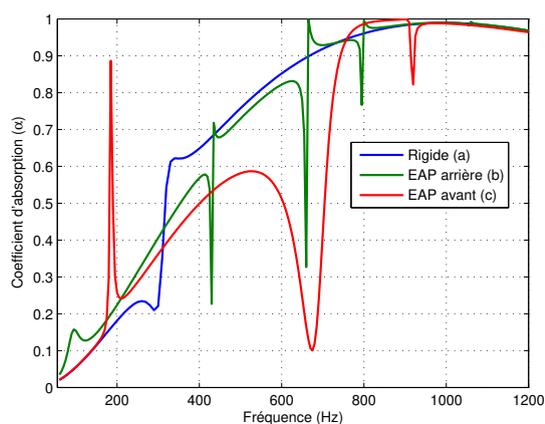


Figure A.2 – Coefficient d'absorption pour différentes configurations du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive: configuration (a) (courbe bleue), configuration (b) (courbe verte), configuration (c) (courbe verte)

La figure A.2 présente le coefficient d'absorption pour les 3 configurations. Les mêmes

résonances que pour la perte par transmission sont observées, elle sont listées dans le tableau A.1. Un pic à 95 Hz pour le coefficient d'absorption pour la configuration (b) (correspondant à une chute pour la perte par transmission). Mais également une chute en absorption à la deuxième résonance du cas (c). Les explications détaillées sur les effets de la vibration de la membrane sur le coefficient d'absorption sont données dans le chapitre 3.

Annexe B

Effet des électrodes

L'effet de l'ajout d'électrodes légères et des connecteurs en Aluminium est présenté sur la figure B.1.

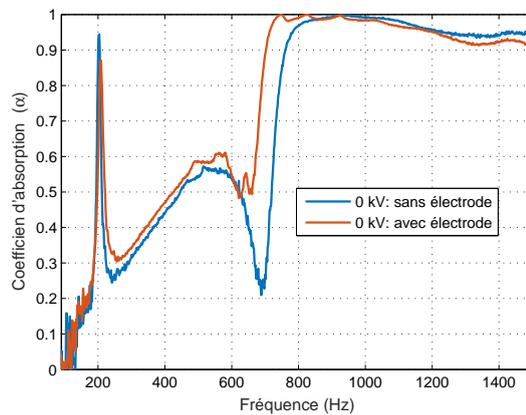


Figure B.1 – Effet de l'ajout des électrodes sur le comportement acoustique en absorption du résonateur de Helmholtz à membrane électroactive

La limite de fréquence inférieure de la bande d'atténuation est passée de 203.6 Hz pour le cas sans électrodes à 206 Hz. Ce décalage de fréquence peut s'expliquer par l'ajout des électrodes mais aussi au montage [115].

Annexe C

Cavités à membrane électroactive

La cavité à membrane électroactive étudiée illustrée sur la figure C.1 est longue de 50 mm et a un diamètre de 60 mm. Ces dimensions sont différentes de celles de la cavité présentée dans le chapitre 3.

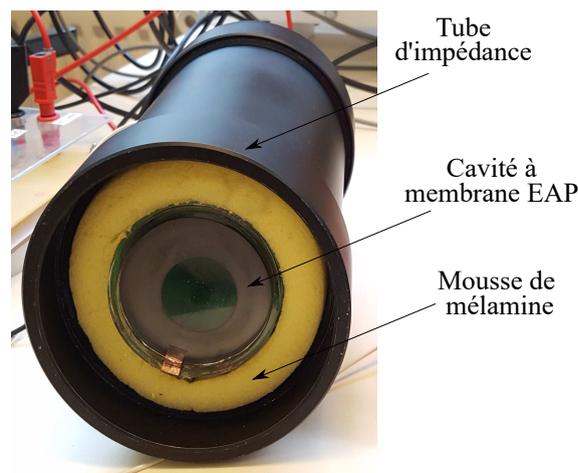


Figure C.1 – Cavité à membrane électroactive intégrée dans une mousse de mélamine testée en tube d'impédance (diamètre 100 mm)

Le choix de ses dimensions est arbitraire, le but étant d'illustrer l'effet de l'application d'une tension électrique sur les performances acoustiques de ce type de résonateur.

Les évolutions du coefficient d'absorption et de la perte par transmission des cavités à membrane électroactive en fonction de la tension électrique appliquée sont présentées ici. Les coefficients d'absorption ainsi que les pertes par transmission de la cavité à membrane électroactive pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$ sont obtenus expérimentalement à partir des mesures en tube d'impédance. Les résultats sont illustrés sur la figure C.2 et la Figure C.3 et sont comparés pour des tensions électriques variant de 0 à 5 kV avec les performances de la mélamine pleine. Pour ce dispositif, les mêmes remarques faites pour le résonateur de Helmholtz à membrane électroactive sont faites ici.

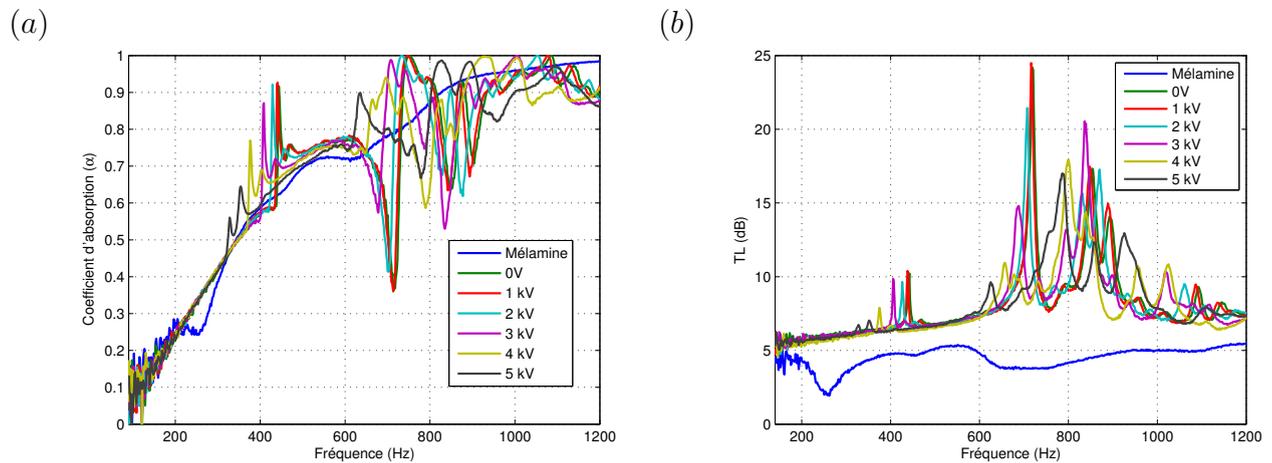


Figure C.2 – Cavité à membrane électroactive (cas $\lambda=3$) pour une tension électrique variant de 0 à 5 kV : a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission

Plusieurs pics en basses et moyennes fréquences sont observés dus au couplage membrane-cavité. Un décalage des fréquence est obtenu avec l'application de la tension électrique. Pour $\lambda=4$, les mêmes remarques sont faites là aussi. La combinaison des cavités à membranes électroactives ayant différents ratios d'étirement constituerait un moyen fiable pour le contrôle du bruit large bande.

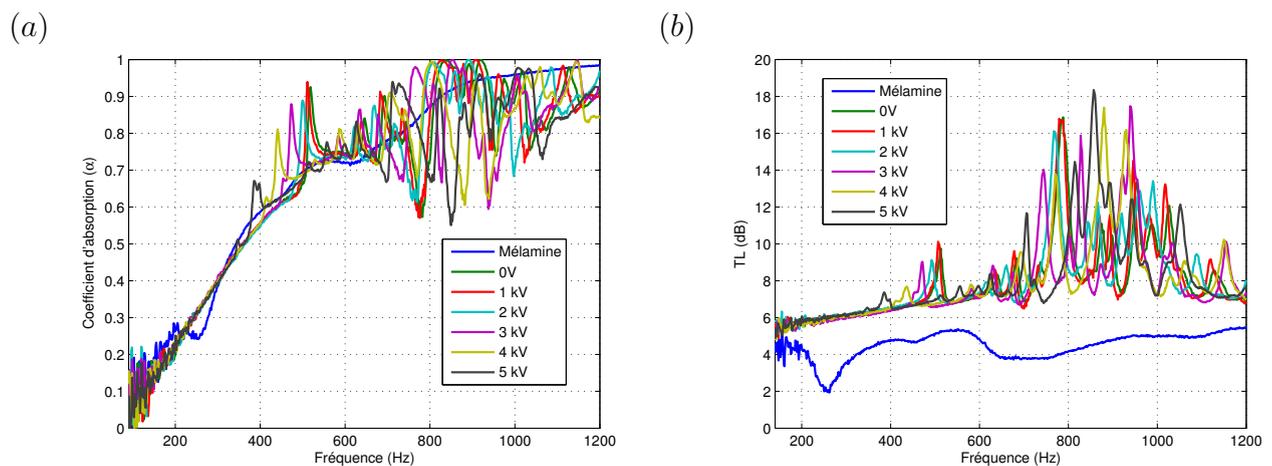


Figure C.3 – Cavité à membrane électroactive (cas $\lambda=4$) pour une tension électrique variant de 0 à 5 kV: a) coefficient d'absorption; b) perte par transmission

L'évolution des premières fréquences de résonance (pics) de chacun des dispositifs acoustique à base de cavité à membrane électroactive ci-dessus

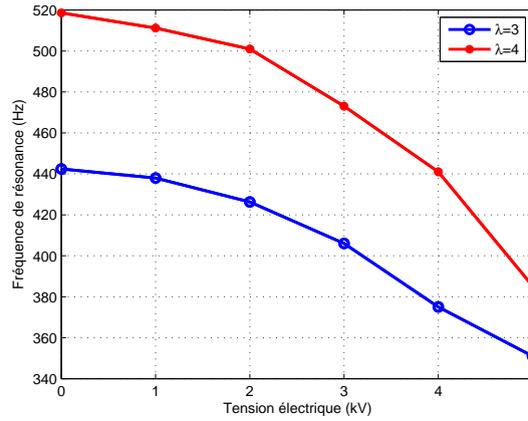


Figure C.4 – Variation des fréquences de résonances de la cavité à membrane électroactive en fonction de la tension électrique appliquée pour $\lambda=3$ et $\lambda=4$

en fonction de la tension électrique appliquée est une fonction non-linéaire comme illustré sur la figure C.4. Ce comportement est dû à la nature du matériau Diélectrique (DE) utilisé pour la fabrication des membranes.

Annexe D

Script d'acquisition et algorithme du contrôle des résonateurs à membrane électroactive

Main Open Loop

```
% Commande
clear all
close all
clc
tic
%% Sauvegarde des signaux
Us1=[];
Fms=[];
Erreurs=[];
temps=[];
delf1=[];
alpha_mes=[];
counter = 1;
Ucom=[0:100:5200].-/2000; % Variation de la tension
%Ucom=0
for iter=1:length(Ucom)
tic
%Gestion de la sortie pour l'application du voltage
l = daq.createSession('ni');
ao0=addAnalogOutputChannel(l,'cDAQ2Mod1',0,'Voltage');
```

```

% Mise à jour de fréquence mesurée
[Fm,pic_val,f,alpha]=MaxFO(iter,Ucom); %fonction de moyennage
U=Ucom(iter);
if iter==1
FO=Fm;
end
deltaf=abs(Fm-FO);
alpha_mes=[f,alpha];
Us1=[Us1;2*U];
Fms=[Fms; Fm];
delf1=[delf1,deltaf];
estime = toc;
temps=[temps,estime];
fprintf('Just finished iteration #%d\n', counter)
counter = counter+1;
outputSingleScan(1,U);
toc
l.wait()
l.release()
end
% Remise à zéro du voltage appliqué
U=0;
outputSingleScan(1,U);
l.release()
figure(12)
grid on
plot(Us1,Fms,'-o','LineWidth',1.5)
xlabel('Applied Voltage (V)')
ylabel('Measured Frequency')
print('UsvsFms','-dpng')
savefig('UsvsFms.fig')

```

```

%
Us1
temps
delf1
toc
save delf1.mat delf1;
save Us1.mat Us1;
3

```

Fonction acquisS

Cette fonction sert à reconnaître les différentes cartes d'acquisition, à la génération et l'acquisition des données

```

function [SPL1,SPL2]=acquisS()
% clear
% clc
%% NI 9263
devices = daq.getDevices;
temp_m=[];
tic
%% Initialization
s = daq.createSession('ni');
s.DurationInSeconds =7;
s.Rate = 51200;
%% White noise
n=s.DurationInSeconds*s.Rate;
n_wn=n;
Gs=1;
wn=(Gs*rand(n_wn,1));
% %%
% %% Chirp

```

```
% % t = 0:1/s.Rate:10;
% % y = chirp(t,150,5,210)';
ao0=addAnalogOutputChannel(s,'Dev1', 'ao0', 'Voltage');
%
queueOutputData(s,wn);
%% Start acquisition
ai0=s.addAnalogInputChannel('Dev1', 'ai0', 'Microphone');
s.Channels(2).Sensitivity = 13e-3;
s.Channels(2);
ai1=s.addAnalogInputChannel('Dev1', 'ai1', 'Microphone');
s.Channels(3).Sensitivity = 11.6e-3;
s.Channels(3);
% ai2=s.addAnalogInputChannel('dev1', 'ai2', 'Microphone');
% s.Channels(3).Sensitivity = 12.3e-3;
% s.Channels(3);
[mesure,time] = startForeground(s);
toc
% %% Plot
% figure(23)
% plot(time,mesure)
% xlabel('Time (secs)');
% ylabel('Sound Pressure (pascals)');
estime = toc;
temps=[temp_m,estime];
SPL1=mesure(:,1);
SPL2=mesure(:,2);
end
```

Fonction moyennage

Cette fonction sert à la transformation du signal temporel en fréquentiel en se basant sur la transformée de Fourier

```

function [f,alpha]=moyennage(SPL1,SPL2,iter,U)
%% Signal temporel
s.Rate=51200;
time =(0:1:length(SPL1)-1)/s.Rate;
%% FFT
%% Symetrisation
N =length(SPL1);
%% Windowing "Hanning"
%% Averaging
%% Découpage SPL1
nm=20; %nombre de partie
%%
% clearvars win vecm1 vecm2 nechm nechm2
win = hanning(round(N/nm));
nechm=round(length(SPL1)/nm);
nechm2=round(length(SPL2)/nm);
vecm1=zeros(nechm,nm);
vecm2=zeros(nechm,nm);
for iii=1:nm
vecm1(:,iii)=SPL1(nechm*(iii-1)+1:nechm*iii,1);
XwAvg(:,iii)=fft(vecm1(:,iii).*win(:));
vecm2(:,iii)=SPL2(nechm2*(iii-1)+1:nechm2*iii,1);
YwAvg(:,iii)=fft(vecm2(:,iii).*win(:));
%% POWER SPECTRUM DENSITY
%% PSD1: Autospactre
PSD1(:,iii)=XwAvg(:,iii).*conj(XwAvg(:,iii)); % Autospectrum X
PSD2(:,iii)=YwAvg(:,iii).*conj(XwAvg(:,iii)); % Power spectrum density
PSD3(:,iii)=YwAvg(:,iii).*conj(YwAvg(:,iii)); % Autospectrum Y

```

```

end
%% Moyennage des fft*hanning(w)
XAvg=sum(abs(XwAvg),2)./nm;
YAvg=sum(abs(YwAvg),2)./nm;
PSD1avg=sum(abs(PSD1),2)./nm;
PSD2avg=sum(abs(PSD2),2)./nm;
PSD1=sum((PSD1),2)./nm;
PSD2=sum((PSD2),2)./nm;
PSD3=sum((PSD3),2)./nm;
%% Fonction de Transfert H21
Hmeasure=PSD1./PSD2;
f = 0:s.Rate/(length(Hmeasure)-1):s.Rate;
freq_echa=s.Rate/(length(Hmeasure)-1)
f=f';
%% =====
%% Alpha
c=340;
rho=1.21;
Zair=rho*c;
w=2*pi.*f;
k=w./c;
x1=0.10;
x2=0.05;
L=0.35;
R=(exp(-1i.*k.*(x2-x1))-Hmeasure)./(Hmeasure-exp(1i.*k.*(x2-x1))).*exp(2*1i*k*(L-x1));
Z_nc=rho*c*(1+R)./(1-R); % Impédance acoustique corrigée
alpha_nc=(1-(abs(R).^2));
%%
load('Hc'); % Calibration files
H_cor=(Hmeasure./Hc);
R_cor=(exp(-1i.*k.*(x2-x1))-H_cor)./(H_cor-exp(1i.*k.*(x2-x1))).*exp(2*1i*k*(L-x1));

```

```

Zimp=rho*c*(1+R_cor)./(1-R_cor); % Impédance acoustique corrigée
alpha=1-(abs(R_cor).^2); % Coef d'absorption corrigé
save(sprintf('alpha_%d.mat',iter),'alpha')
save(sprintf('Zimp_%d.mat',iter),'Zimp')
save freq.mat f;
end

```

Fonction MaxF0

```

function [Fm,pic_val,f,alpha]=MaxF0(iter,U)
%% acquisition des signaux
[SPL1,SPL2]=acquisS();
[f,alpha]=moyennage(SPL1,SPL2,iter,U);
%% choix de la frequence min max
KK = 0.586;
cc = 340;
diam=100; % vitesse approximative des ondes dans le tube
fup = KK*cc/(diam/1000);
clear KK cc
Fpos = find (f>fup);
findicemax = Fpos(1,1);

finf=90;
Fposmin = find (f>finf);
findicemin = Fposmin(1,1);
% fmin = f(findicemin,1);
alpha=alpha(findicemin:findicemax);
f=f(findicemin:findicemax);
%% Détermination de fréquence maximale des premiers picks
figure(1)
plot(f,alpha,'LineWidth',1.5)

```

```
hold all
grid on
ylim([0 1])
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Absorption coefficient \alpha')
legend(strcat(num2str(2.*U'), 'kV'))
print('alphavsfreq','-dpng')
savefig('alphavsfreq.fig')
% plotStyle = {'b','g','r','y-','c'}; % add as many as you need iter=5
% plotStyle = {'b','g','r'}; % add as many as you need iter=3
% plot(f,alpha,plotStyle{iter}, 'LineWidth',1.5)
%% Calcul du pic max
jj=0;
for jj=1:length(alpha)
if ((alpha(jj))>1) && jj
alpha(jj)=0;
elseif ((alpha(jj))<0)
alpha(jj)=0;
end
end
pic=findpeaks(alpha);
count=0;
freqmax=0;
alphamax=0;
for ii=1:length(pic)-1
count=count+1;
alphamax=max(alphamax,(pic(ii)-pic(ii+1)));
if pic(ii)-pic(ii+1)==alphamax
pic_val=pic(ii);
pos_pic=ii;
end
```

```

[aMaxp lkm]=find(alpha==pic_val); %% maximum de alpha et le numéro de la composante pour laq
Fm=f(aMaxp);
[pic_val, Fm]
freq2=f(floor(aMaxp/2):floor(2*aMaxp));
alpha2=alpha(floor(aMaxp/2):floor(2*aMaxp));
figure(3)
plot(freq2,alpha2,'LineWidth',1.5)
hold all
grid on
ylim([0 1])
xlabel('Frequency (Hz)')
ylabel('Absorption coefficient \alpha')
legend(strcat(num2str(2.*U'), 'kV'))
print('alpha2vsfreq2','-dpng')
savefig('alpha2vsfreq2.fig')
end

```

Algorithme du contrôle Feedforward

L'Algorithme est basé sur les réseaux de neurones et sert à la détermination de la tension électrique nécessaire pour un décalage en fréquence demandé. Il se base sur les différentes Fonction Matlab présenté auparavant

```

% commande en boucle fermée
clear all
close all
clc
% delete *.mat
% Create a Fitting Network
%% Control Algorithm
%% Neural Network
load('f_fam2.mat');

```

```
load('Us_fam2.mat');
x = f_fam2;
t = Us_fam2';
hiddenLayerSize = 10;
net = fitnet(hiddenLayerSize);
% Setup Division of Data for Training, Validation, Testing
net.divideParam.trainRatio = 50/100;
net.divideParam.valRatio = 25/100;
net.divideParam.testRatio = 25/100;
% Train the Network
[net,tr] = train(net,x,t);
% Test the Network
y = net(x);
e = gsubtract(t,y);
performance = perform(net,t,y);
%%
tic
%% Consigne de décalage en fréquence
Dfe=20; % Consigne en variation de fréquence
% Attention on doit rester sur la plage identifiée en étalonnage
%% Sauvegarde des signaux
Ucom=0;
U=[];
Fms=[];
Erreurs=[];
temps=[];
delf=[];
alpha_mes=[];
counter = 1;
%%
for iter=1:3
```

```

tic
% gestion de la sortie
l = daq.createSession('ni');
ao0=addAnalogOutputChannel(l,'cDAQ2Mod1',0,'Voltage');
% Mise à jour de fréquence mesurée
[Fm,pic_val,f,alpha,freq_echa]=MaxFO(iter,Ucom); %fonction de moyennage
if iter==1
FO=Fm;
end
% Clacul de l'erreur
Erreur=Dfe-(Fm-FO); %(FO-Fm)=Dfm
deltaf=abs(Fm-FO);
Ecart=abs(Dfe-deltaf); %%Ecart entre le DFe demandé et delf mesuré
% ECART=freq_echa; %%Ecart entre le DFe demandé et delf mesuré
U=net(Dfe/8); % utilisation des réseaux de neurones pour la génération de la tension
%
if(Ucom<0)
U=0; %tension min
elseif (deltaf<Dfe)
Ucom=U; %tension appliquée
if Ucom>2.3;
U=2.3;
end
else
U=2.3; tension maximale supportée à injecter
end
alpha_mes=[f,alpha];
Uapp=[4*U; 4*Ucom];
Fms=[Fms; Fm];
Erreurs=[Erreurs;Erreur];
delf=[delf,deltaf];

```

```
estime = toc;
temps=[temps,estime];
fprintf('Just finished iteration #d\n', counter)
counter = counter+1;
outputSingleScan(1,Ucom);
toc
l.wait()
l.release()
end
Ucom=0;
outputSingleScan(1,Ucom);
l.wait()
l.release()
temps
delf
toc
```

Annexe E

Modèle éléments finis du résonateur à volume variable

Le modèle du résonateur de Helmholtz à volume variable est détaillé ici. Les différentes démarches suivies pour le calcul du coefficient d'absorption sont présentées. Deux étapes principales sont nécessaires:

Étape 1: propriétés de la membrane électroactive

Le déplacement résultant de l'ajout des guides et de l'application d'une tension électrique modifie la contrainte interne de la membrane. Une étude stationnaire est d'abord réalisée afin de mesurer les nouvelles propriétés intrinsèques de la membrane: l'épaisseur et la force de tension résultantes pour différents déplacements (voir tableau 4.6). La membrane est modélisée en tant que matériau hyperélastique dont les propriétés sont listées dans le tableau 3.2. La déformation de la membrane et sa nouvelle géométrie après création de volume additionnel est pris en compte par le biais d'un maillage mobile.

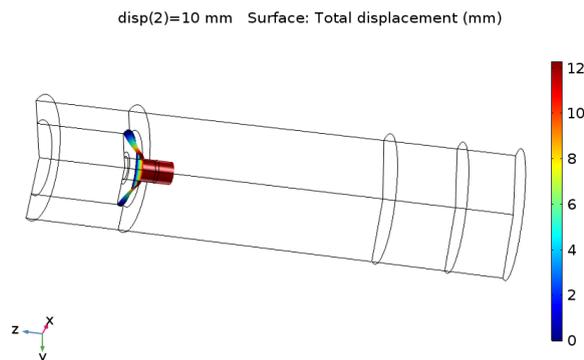


Figure E.1 – Modèle issu de la modélisation numérique illustrant la déformation de la membrane électroactive résultant de l'application d'un déplacement axial

Étape 2: calcul du coefficient d'absorption

La deuxième étape consiste en une étude de petite perturbation dans domaine fréquentiel, qui

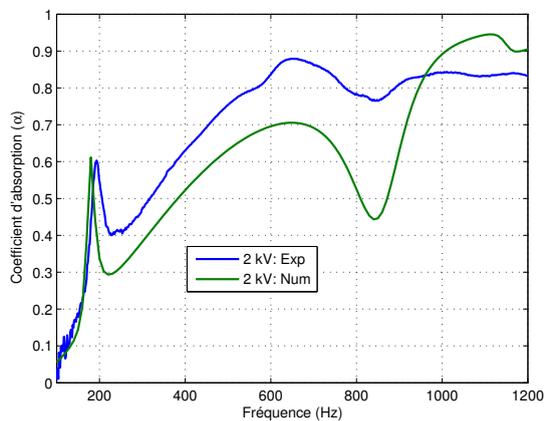
calcule une solution perturbée du problème linéarisé autour du point de linéarisation calculé dans la première étape dans l'étude stationnaire qui représente dans ce cas le déplacement imposé à la membrane. Les paramètres sont les mêmes que pour les nœuds des deux études stationnaire et fréquentielle. Le coefficient d'absorption est ensuite obtenu et comparé à l'expérimental.

Annexe F

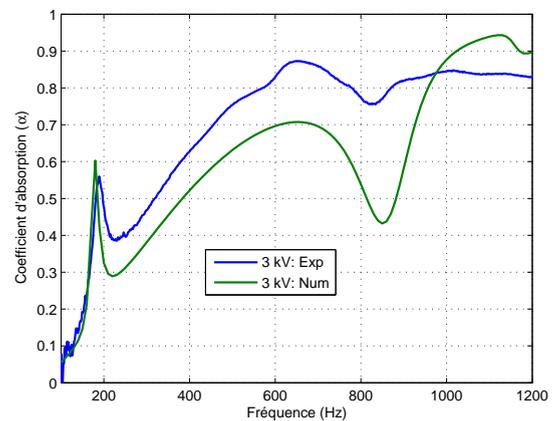
Coefficient d'absorption du résonateur à volume variable: comparaison calculs-essais

Les coefficients d'absorption du résonateur à volume variable obtenus expérimentalement sont comparés à ceux issus du modèle numérique sur les figures F.1. Les courbes obtenues à partir du modèle numérique décrivent assez bien le comportement du dispositif avec un écart assez réduit à la résonance mais assez prononcé en plus hautes fréquences. Des investigations supplémentaires sont nécessaires pour étudier la variation de l'amortissement de la membrane électroactive en fonction de ses contraintes internes et de son épaisseur. Une amélioration doit être apportée au modèle numérique proposé qui est basé sur le modèle hyperélastique (Ogden) en intégrant l'amortissement qui varie en fonction de la fréquence.

(a)



(b)



(c)

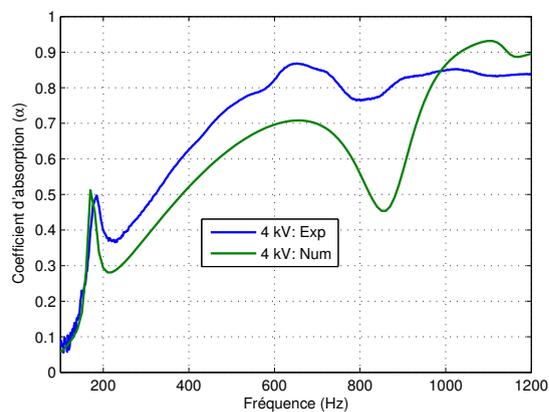


Figure F.1 – Évolution du coefficient d'absorption du résonateur de Helmholtz à volume variable intégré dans une mousse: a) 2 kV; b) 3 kV; c) 4 kV

Annexe G

Références bibliographiques

- [1] T. Canada, “Gestion du bruit des aéronefs,” 2017.
- [2] N. Atalla, C. Amedin, Y. Atalla, R. Panneton, and F. Sgard, “Development of new high acoustical performance sound absorbing materials to decrease noise at low frequencies,” tech. rep., Tech rep A-370. Montreal (Quebec): IRSST, 2004.
- [3] J. P. Arenas and M. J. Crocker, “Recent trends in porous sound-absorbing materials,” *Sound & vibration*, vol. 44, no. 7, pp. 12–18, 2010.
- [4] B. Ekici, A. Kentli, and H. Küçük, “Improving sound absorption property of polyurethane foams by adding tea-leaf fibers,” *Archives of Acoustics*, vol. 37, no. 4, pp. 515–520, 2012.
- [5] R. Gayathri, R. Vasanthakumari, and C. Padmanabhan, “Sound absorption, thermal and mechanical behavior of polyurethane foam modified with nano silica, nano clay and crumb rubber fillers,” *Int J Sci Eng Res*, vol. 4, pp. 301–308, 2013.
- [6] O. Doutres, M. Ouisse, N. Atalla, and M. Ichchou, “Impact of the irregular microgeometry of polyurethane foam on the macroscopic acoustic behavior predicted by a unit-cell model,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 136, no. 4, pp. 1666–1681, 2014.
- [7] C. Zhang, J. Li, Z. Hu, F. Zhu, and Y. Huang, “Correlation between the acoustic and porous cell morphology of polyurethane foam: Effect of interconnected porosity,” *Materials & Design*, vol. 41, pp. 319–325, 2012.
- [8] M. C. Hawkins, B. O’Toole, and D. Jackovich, “Cell morphology and mechanical properties of rigid polyurethane foam,” *Journal of Cellular Plastics*, vol. 41, pp. 267–285, may 2005.
- [9] A. Abbad, K. Jaboviste, M. Ouisse, and N. Dauchez, “Acoustic performances of silicone foams for sound absorption,” *Journal of Cellular Plastics*, p. 0021955X17732305, 2017.

-
- [10] M. Delany and E. Bazley, "Acoustical properties of fibrous absorbent materials," *Applied acoustics*, vol. 3, no. 2, pp. 105–116, 1970.
- [11] Y. Miki, "Acoustical properties of porous materials. modifications of delany-bazley models," *Journal of the Acoustical Society of Japan (E)*, vol. 11, no. 1, pp. 19–24, 1990.
- [12] J. Allard and N. Atalla, *Propagation of Sound in Porous Media: Modelling Sound Absorbing Materials 2e*. John Wiley & Sons, 2009.
- [13] N. Dutta and H. Odé, "Attenuation and dispersion of compressional waves in fluid-filled porous rocks with partial gas saturation (white model)-part i: Biot theory," *Geophysics*, vol. 44, no. 11, pp. 1777–1788, 1979.
- [14] B. H. Allard, Castagnede, "Evaluation of tortuosity in acoustic porous materials saturated by air," *Review of scientific instruments*, vol. 65, pp. 754–755, 1984.
- [15] Y. Champoux and J.-F. Allard, "Dynamic tortuosity and bulk modulus in air-saturated porous media," *Journal of Applied Physics*, vol. 70, no. 4, pp. 1975–1979, 1991.
- [16] O. Doutres, *Caractérisation mécanique de matériaux fibreux en vibro-acoustique*. PhD thesis, Le Mans, 2007.
- [17] B. BROUARD, B. CASTAGNEDE, M. HENRY, D. LAFARGE, and S. SAHRAOUI, "Mesure des propriétés acoustiques des matériaux poreux," *Techniques de l'ingénieur. Mesures et contrôle*, no. R6120, pp. R6120–1, 2003.
- [18] W. Lauriks, P. Mees, and J. F. Allard, "The acoustic transmission through layered systems," *Journal of sound and vibration*, vol. 155, no. 1, pp. 125–132, 1992.
- [19] K. Verdière, R. Panneton, S. Elkoun, T. Dupont, and P. Leclaire, "Transfer matrix method applied to the parallel assembly of sound absorbing materials," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 134, no. 6, pp. 4648–4658, 2013.
- [20] K. Verdière, R. Panneton, S. Elkoun, T. Dupont, and P. Leclaire, "Comparison between parallel transfer matrix method and admittance sum method," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 136, no. 2, pp. EL90–EL95, 2014.

-
- [21] O. Doutres and N. Atalla, “Transfert matrix modeling and experimental validation of cellular porous material with large resonant inclusions,” *Technical report*, 2014.
- [22] W. Cai and V. Shalaev, *Optical metamaterials: fundamentals and applications*. Springer Science & Business Media, 2009.
- [23] C. Denz, S. Flach, and Y. S. Kivshar, *Nonlinearities in periodic structures and metamaterials*, vol. 150. Springer, 2010.
- [24] H. Larabi, *Cristaux phononiques et métamatériaux acoustiques: applications aux domaines du guidage, filtrage et de l’isolation phonique*. PhD thesis, Lille 1, 2011.
- [25] S. Guenneau, A. Movchan, G. Pétursson, and S. A. Ramakrishna, “Acoustic metamaterials for sound focusing and confinement,” *New Journal of physics*, vol. 9, no. 11, p. 399, 2007.
- [26] J. Dubois, *Homogénéisation dynamique de milieux aléatoires en vue du dimensionnement de métamatériaux acoustiques*. PhD thesis, Bordeaux 1, 2012.
- [27] P. Gardonio, E. Bianchi, and S. Elliott, “Smart panel with multiple decentralized units for the control of sound transmission. part i: theoretical predictions,” *Journal of sound and vibration*, vol. 274, no. 1, pp. 163–192, 2004.
- [28] E. Bianchi, P. Gardonio, and S. Elliott, “Smart panel with multiple decentralized units for the control of sound transmission. part iii: control system implementation,” *Journal of sound and vibration*, vol. 274, no. 1, pp. 215–232, 2004.
- [29] C.-L. Ding and X.-P. Zhao, “Multi-band and broadband acoustic metamaterial with resonant structures,” *Journal of Physics D: Applied Physics*, vol. 44, no. 21, p. 215402, 2011.
- [30] C. Boutin, “Acoustics of porous media with inner resonators,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 134, no. 6, pp. 4717–4729, 2013.
- [31] J.-P. Groby, C. Lagarrigue, B. Brouard, O. Dazel, V. Tournat, and B. Nennig, “Enhancing the absorption properties of acoustic porous plates by periodically embedding helmholtz resonators,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 137, no. 1, pp. 273–280, 2015.

- [32] C. Lagarrigue, J. Groby, V. Tournat, O. Dazel, and O. Umnova, "Absorption of sound by porous layers with embedded periodic arrays of resonant inclusions," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 134, no. 6, pp. 4670–4680, 2013.
- [33] O. Doutres, N. Atalla, and H. Osman, "Transfer matrix modeling and experimental validation of cellular porous material with resonant inclusions," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 137, no. 6, pp. 3502–3513, 2015.
- [34] V. Chollet, "DÉveloppement d'un traitement acoustique basses-frÉquences À base de rÉsonateurs d'helmholtz intÉgrÉs pour application aÉronautique," Master's thesis, Université de Sherbrooke, Québec, 2016.
- [35] J. Mason and F. Fahy, "The use of acoustically tuned resonators to improve the sound transmission loss of double-panel partitions," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 124, no. 2, pp. 367–379, 1988.
- [36] H. L. Kuntz and U. States., *Development and testing of cabin sidewall acoustic resonators for the reduction of cabin tone levels in propfan-powered aircraft [microform] / H.L. Kuntz ... [et al.]*. National Aeronautics and Space Administration, Office of Management, Scientific and Technical Information Program ; For sale by the National Technical Information Service] [Washington, DC] : [Springfield, Va, 1991.
- [37] M. Kanoi, Y. Hori, M. Maejima, and T. Obata, "Transformer noise reduction with new sound insulation panel," tech. rep., Hitachi Research Lab., Hitachi, Ltd. Hitachi City, Ibaraki Prefecture, 1983.
- [38] Y. Kiyota, M. Asai, H. Sugita, and A. Akiyama, "Low frequency noise reduction by improving sound insulation materials," tech. rep., SAE Technical Paper, 1995.
- [39] H. Wen-chao and N. Chung-fai, "Sound insulation improvement using honeycomb sandwich panels," *Applied Acoustics*, vol. 53, no. 1-3, pp. 163–177, 1998.
- [40] U. Ingard, "On the theory and design of acoustic resonators," *The Journal of the acoustical society of America*, vol. 25, no. 6, pp. 1037–1061, 1953.
- [41] I. Hughes and A. Dowling, "The absorption of sound by perforated linings," *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 218, pp. 299–335, 1990.

- [42] R. Chanaud, "Effects of geometry on the resonance frequency of helmholtz resonators," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 178, no. 3, pp. 337–348, 1994.
- [43] J. H. Rindel, "Roman theatres and revival of their acoustics in the erato project," *Acta acustica united with acustica*, vol. 99, no. 1, pp. 21–29, 2013.
- [44] P. Tang and W. Sirignano, "Theory of a generalized helmholtz resonator," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 26, no. 2, pp. 247–262, 1973.
- [45] M. R. Bothien, N. Noiray, and B. Schuermans, "A novel damping device for broadband attenuation of low-frequency combustion pulsations in gas turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 136, no. 4, p. 041504, 2014.
- [46] D. Zhao and X. Li, "A review of acoustic dampers applied to combustion chambers in aerospace industry," *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 74, pp. 114–130, 2015.
- [47] J. Hsu and K. Ahuja, "Cavity noise control using helmholtz resonators," in *Aeroacoustics Conference*, p. 1675.
- [48] A. Cummings, "The effects of a resonator array on the sound field in a cavity," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 154, no. 1, pp. 25–44, 1992.
- [49] A. Doria, "Control of acoustic vibrations of an enclosure by means of multiple resonators," *Journal of Sound and Vibration*, vol. 181, no. 4, pp. 673–685, 1995.
- [50] R. Prydz, L. Wirt, H. Kuntz, and L. Pope, "Transmission loss of a multilayer panel with internal tuned helmholtz resonators," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 87, no. 4, pp. 1597–1602, 1990.
- [51] I. U. Borchers, "Acoustic protection on payload fairings of expendable launch vehicles," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 103, no. 5, p. 2259, 1998.
- [52] S. Sugie, J. Yoshimura, and T. Iwase, "Effect of inserting a helmholtz resonator on sound insulation in a double-leaf partition cavity," *Acoustical Science and Technology*, vol. 30, no. 5, pp. 317–326, 2009.
- [53] K. Nagaya, Y. Hano, and A. Suda, "Silencer consisting of two-stage helmholtz resonator with auto-tuning control," *the Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 110, no. 1, pp. 289–295, 2001.

-
- [54] J. M. De Bedout, *Adaptive-passive noise control with self-tuning Helmholtz resonators*. PhD thesis, Purdue University, 1996.
- [55] J. S. Lamancusa, “An actively tuned, passive muffler system for engine silencing.,” vol. 126, no. 1, pp. pp. 313–318, 1987.
- [56] S. B. Horowitz, *Design and characterization of compliant backplate Helmholtz resonators*. PhD thesis, University of Florida, 2001.
- [57] F. Liu, S. Horowitz, T. Nishida, L. Cattafesta, and M. Sheplak, “A tunable electromechanical helmholtz resonator,” *AIAA paper*, vol. 3145, p. 2003, 2003.
- [58] D.-F. Ruan and E.-Y. Zhang, “Effect of compliant-diaphragm geometry on the transmission loss characteristics of helmholtz resonators,” *Noise & Vibration Worldwide*, vol. 45, no. 11, pp. 9–15, 2014.
- [59] L. Paul, “Process of silencing sound oscillations,” June 9 1936. US Patent 2,043,416.
- [60] H. F. Olson and E. G. May, “Electronic sound absorber,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 25, no. 6, pp. 1130–1136, 1953.
- [61] C. Guigou and C. Fuller, “Control of aircraft interior broadband noise with foam-pvdf smart skin,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 220, no. 3, pp. 541–557, 1999.
- [62] C. Gentry, C. Guigou, and C. Fuller, “Smart foam for applications in passive–active noise radiation control,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 101, no. 4, pp. 1771–1778, 1997.
- [63] W. Akl, “Smart foam for active vibration and noise control,” 2004.
- [64] P. Leroy, *Les mousses adaptatives pour l’amélioration de l’absorption acoustique: modélisation, mise en oeuvre, mécanismes de contrôle*. PhD thesis, Université de Provence-Aix-Marseille I, 2008.
- [65] M. M.-A. GALLAND, *Développement de panneaux hybrides passifs/actifs pour l’acoustique*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon, 2010.

-
- [66] F. Carpi, C. Menon, and D. De Rossi, "Electroactive elastomeric actuator for all-polymer linear peristaltic pumps," *Mechatronics, IEEE/ASME Transactions on*, vol. 15, no. 3, pp. 460–470, 2010.
- [67] Y.-Y. Jhong, C.-M. Huang, C.-C. Hsieh, and C.-C. Fu, "Improvement of viscoelastic effects of dielectric elastomer actuator and its application for valve devices," in *The 14th International Symposium on: Smart Structures and Materials & Nondestructive Evaluation and Health Monitoring*, pp. 65241Y–65241Y, International Society for Optics and Photonics, 2007.
- [68] T. Sugimoto, A. Ando, K. Ono, Y. Morita, K. Hosoda, D. Ishii, and K. Nakamura, "A lightweight push-pull acoustic transducer composed of a pair of dielectric elastomer films," *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 134, no. 5, pp. EL432–EL437, 2013.
- [69] R. Pelrine, R. D. Kornbluh, Q. Pei, S. Stanford, S. Oh, J. Eckerle, R. J. Full, M. A. Rosenthal, and K. Meijer, "Dielectric elastomer artificial muscle actuators: toward biomimetic motion," in *SPIE's 9th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, pp. 126–137, International Society for Optics and Photonics, 2002.
- [70] H. Monner, "Smart materials for active noise and vibration reduction," *NOVEM: Noise and Vibration: Emerging Methods, Saint-Raphaél, France*, 2005.
- [71] F. Carpi, D. De Rossi, R. Kornbluh, R. E. Pelrine, and P. Sommer-Larsen, *Dielectric elastomers as electromechanical transducers: fundamentals, materials, devices, models and applications of an emerging electroactive polymer technology*. Elsevier, 2011.
- [72] G. Kofod, P. Sommer-Larsen, R. Kornbluh, and R. Pelrine, "Actuation response of polyacrylate dielectric elastomers," *Journal of intelligent material systems and structures*, vol. 14, no. 12, pp. 787–793, 2003.
- [73] X. Zhao and Z. Suo, "Theory of dielectric elastomers capable of giant deformation of actuation," *Physical review letters*, vol. 104, no. 17, p. 178302, 2010.
- [74] Y. Bar-Cohen, "Electroactive polymers as artificial muscles-capabilities, potentials and challenges," *Handbook on biomimetics*, vol. 8, 2000.

-
- [75] M. Gooyers, “Investigations of a spherical dielectric elastomer actuator,” 2012.
- [76] C. M. Roland, *Viscoelastic behavior of rubbery materials*. Oxford University Press, 2011.
- [77] P. Martins, R. Natal Jorge, and A. Ferreira, “A comparative study of several material models for prediction of hyperelastic properties: Application to silicone-rubber and soft tissues,” *Strain*, vol. 42, no. 3, pp. 135–147, 2006.
- [78] M. Mooney, “A theory of large elastic deformation,” *Journal of applied physics*, vol. 11, no. 9, pp. 582–592, 1940.
- [79] R. Ogden, “Large deformation isotropic elasticity-on the correlation of theory and experiment for incompressible rubberlike solids,” in *Proceedings of the Royal Society of London A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, vol. 326, pp. 565–584, The Royal Society, 1972.
- [80] G. Kofod, “Dielectric elastomer actuators,” *Chemistry*, 2001.
- [81] M. Wissler and E. Mazza, “Mechanical behavior of an acrylic elastomer used in dielectric elastomer actuators,” *Sensors and Actuators A: Physical*, vol. 134, no. 2, pp. 494–504, 2007.
- [82] J.-S. Plante and S. Dubowsky, “Large-scale failure modes of dielectric elastomer actuators,” *International journal of solids and structures*, vol. 43, no. 25, pp. 7727–7751, 2006.
- [83] J. Zhu, S. Cai, and Z. Suo, “Resonant behavior of a membrane of a dielectric elastomer,” *International Journal of Solids and Structures*, vol. 47, no. 24, pp. 3254–3262, 2010.
- [84] J. Zhang, J. Zhao, H. Chen, and D. Li, “Dynamic analyses of viscoelastic dielectric elastomers incorporating viscous damping effect,” *Smart Materials and Structures*, vol. 26, no. 1, p. 015010, 2016.
- [85] Z. Lu, Y. Cui, M. Debiassi, and Z. Zhao, “A tunable dielectric elastomer acoustic absorber,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 101, no. 4, pp. 863–866, 2015.
- [86] X. Yu, Z. Lu, L. Cheng, and F. Cui, “Vibroacoustic modeling of an acoustic resonator tuned by dielectric elastomer membrane with voltage control,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 387, pp. 114–126, 2017.

-
- [87] X. Yu, Z. Lu, F. Cui, L. Cheng, and Y. Cui, “Tunable acoustic metamaterial with an array of resonators actuated by dielectric elastomer,” *Extreme Mechanics Letters*, 2016.
- [88] P. A. Nelson and S. J. Elliott, *Active control of sound*. Academic press, 1991.
- [89] S. M. Kuo and D. Morgan, *Active noise control systems: algorithms and DSP implementations*. John Wiley & Sons, Inc., 1995.
- [90] P. Gardonio, E. Bianchi, and S. Elliott, “Smart panel with multiple decentralized units for the control of sound transmission. part i: theoretical predictions,” *Journal of Sound and Vibration*, vol. 274, no. 1, pp. 163–192, 2004.
- [91] M. Bouchard, B. Paillard, and C. T. Le Dinh, “Improved training of neural networks for the nonlinear active control of sound and vibration,” *IEEE transactions on neural networks*, vol. 10, no. 2, pp. 391–401, 1999.
- [92] Z. Qizhi and J. Yongle, “Active noise hybrid feedforward/feedback control using neural network compensation,” *Journal of vibration and acoustics*, vol. 124, no. 1, pp. 100–104, 2002.
- [93] W.-K. Tseng, B. Rafaely, and S. Elliott, “Combined feedback–feedforward active control of sound in a room,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 104, no. 6, pp. 3417–3425, 1998.
- [94] L. R. Ray, J. A. Solbeck, A. D. Streeter, and R. D. Collier, “Hybrid feedforward-feedback active noise reduction for hearing protection and communication,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 120, no. 4, pp. 2026–2036, 2006.
- [95] J. Yuan, “Active helmholtz resonator with positive real impedance,” *Journal of Vibration and Acoustics*, vol. 129, no. 1, pp. 94–100, 2007.
- [96] Y. Yun and C. Mak, “The theoretical fundamentals of an adaptive active control using periodic helmholtz resonators for duct-borne transmission noise in ventilation systems,” *Building Services Engineering Research and Technology*, vol. 34, no. 2, pp. 195–201, 2013.

-
- [97] A. Abbad, M. Ouisse, and N. Atalla, “Numerical investigations on a tunable helmholtz resonator: Integration of a passive polymer membrane in a helmholtz resonator,” tech. rep., SAE Technical Paper, 2016.
- [98] T. J. Cox and P. D’antonio, *Acoustic absorbers and diffusers: theory, design and application*. Crc Press, 2009.
- [99] C. J. Naify, C.-M. Chang, G. McKnight, and S. Nutt, “Transmission loss and dynamic response of membrane-type locally resonant acoustic metamaterials,” *Journal of Applied Physics*, vol. 108, no. 11, p. 114905, 2010.
- [100] Z. Yang, J. Mei, M. Yang, N. Chan, and P. Sheng, “Membrane-type acoustic metamaterial with negative dynamic mass,” *Physical review letters*, vol. 101, no. 20, p. 204301, 2008.
- [101] T.-Y. Huang, C. Shen, and Y. Jing, “Membrane-and plate-type acoustic metamaterials,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 139, no. 6, pp. 3240–3250, 2016.
- [102] U. Ingård and S. Labate, “Acoustic circulation effects and the nonlinear impedance of orifices,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 22, no. 2, pp. 211–218, 1950.
- [103] A. Selamet and I. Lee, “Helmholtz resonator with extended neck,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 113, no. 4, pp. 1975–1985, 2003.
- [104] Z. Lu, H. Godaba, Y. Cui, C. C. Foo, M. Debiassi, and J. Zhu, “An electronically tunable duct silencer using dielectric elastomer actuators,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 138, no. 3, pp. EL236–EL241, 2015.
- [105] M. Hossain, D. K. Vu, and P. Steinmann, “Experimental study and numerical modelling of vhb 4910 polymer,” *Computational Materials Science*, vol. 59, pp. 65–74, 2012.
- [106] R. Kirby and A. Cummings, “Prediction of the bulk acoustic properties of fibrous materials at low frequencies,” *Applied Acoustics*, vol. 56, no. 2, pp. 101–125, 1999.
- [107] G. A. Holzapfel, *Nonlinear solid mechanics*, vol. 24. Wiley Chichester, 2000.

-
- [108] W. Lai, *Characteristics of dielectric elastomers and fabrication of dielectric elastomer actuators for artificial muscle applications*. PhD thesis, IOWA STATE UNIVERSITY, 2011.
- [109] Y. Salissou, R. Panneton, and O. Doutres, “Complement to standard method for measuring normal incidence sound transmission loss with three microphones,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 131, no. 3, pp. EL216–EL222, 2012.
- [110] 3M Industrial Adhesives and Tapes Division, *3M VHB Tape Specialty Tapes*, 2015.
- [111] M. L. MUNJAL, M. Vorländer, P. Költzsch, M. Ochmann, A. Cummings, W. Maysenhölder, W. Arnold, and F. Mechel, *Formulas of acoustics*. Springer Science & Business Media, 2008.
- [112] J. Chung and D. Blaser, “Transfer function method of measuring in-duct acoustic properties. ii. experiment,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 68, no. 3, pp. 914–921, 1980.
- [113] B. Brouard, *Validation par holographie acoustique de nouveaux modèles pour la propagation des ondes dans les matériaux poreux stratifiés*. PhD thesis, 1994.
- [114] M. Reynolds and S. Daley, “An active viscoelastic metamaterial for isolation applications,” *Smart Materials and Structures*, vol. 23, no. 4, p. 045030, 2014.
- [115] U. K. Chakravarty, “On the resonance frequencies of a membrane of a dielectric elastomer,” *Mechanics Research Communications*, vol. 55, pp. 72–76, 2014.
- [116] “Matlab neural network toolbox,” <2015>.
- [117] M. H. Beale, M. T. Hagan, and H. B. Demuth, “Neural network toolbox™ user’s guide,” *The Mathworks Inc*, 1992.
- [118] P. Dubois, S. Rosset, M. Niklaus, M. Dadras, and H. Shea, “Voltage control of the resonance frequency of dielectric electroactive polymer (deap) membranes,” *Journal of Microelectromechanical Systems*, vol. 17, no. 5, pp. 1072–1081, 2008.
- [119] K. Hochradel, S. Rupitsch, A. Sutor, R. Lerch, D. Vu, and P. Steinmann, “Dynamic performance of dielectric elastomers utilized as acoustic actuators,” *Applied Physics A*, vol. 107, no. 3, pp. 531–538, 2012.

-
- [120] J. Den Hartog and J. D. H. fourth edition Mechanical, *Vibrations*. McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1956.
- [121] T. Gowda, T. Jagadeesha, and D. Girish, *Mechanical Vibrations*. Tata McGraw Hill, 2012.
- [122] “Tracker analysis and modeling tool,” <2017>.
- [123] M. H. MAMLOUK, “Conception et fabrication d’un banc de mesure en vue de la caractérisation des traitements acoustiques pour les nacelles de turboréacteurs,” Décembre 2014.
- [124] A. Standard, “E2611-09,” *Standard test method for measurement of normal incidence sound transmission of acoustical materials based on the transfer matrix method*, 2009.
- [125] A. Hersh, B. Walker, and J. Celano, “Helmholtz resonator impedance model, part 1: Nonlinear behavior,” *AIAA journal*, vol. 41, no. 5, pp. 795–808, 2003.
- [126] O. Robin, J.-D. Chazot, R. Boulandet, M. Michau, A. Berry, and N. Atalla, “A plane and thin panel with representative simply supported boundary conditions for laboratory vibroacoustic tests,” *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 102, no. 1, pp. 170–182, 2016.
- [127] Bruel and Kjaer, “Sound intensity measurement,” tech. rep., Bruel and Kjaer, Denmark, 1993.
- [128] I. ISO, “15186-1: 2000,” *Acoustics—Measurement of sound insulation in buildings and of building elements using sound intensity—Part*, vol. 1, pp. 1–20.
- [129] O. Robin, N. Atalla, and A. Berry, “Estimating transmission loss in coupled reverberant-anechoic rooms by measuring sound intensity with and without a test specimen,” *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 141, no. 3, pp. 1896–1899, 2017.
- [130] D. T. Blackstock, *Fundamentals of physical acoustics*. John Wiley & Sons, 2000.
- [131] F. J. Fahy, *Sound and structural vibration: radiation, transmission and response*. Academic press, 2012.

- [132] K. Tageman, “Modelling of sound transmission through multilayered elements using the transfermatrix method,” diploma thesis, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2013.

Développement d'un traitement acoustique basses-fréquences à base de résonateurs d'Helmholtz intégrés à membrane électroactive

Résumé :

Ce projet de doctorat consiste en la proposition d'une solution technologique d'un résonateur de Helmholtz adaptatif à volume variable, permettant ainsi de s'affranchir du caractère mono-fréquentiel des résonateurs de Helmholtz passifs. Le réglage de volume s'effectue grâce à l'utilisation d'une membrane en polymère électroactif (EAP), permettant ainsi d'accorder les résonances du résonateur de Helmholtz. Le comportement mécanique de ces matériaux est modifié lorsqu'ils sont stimulés par un champ électrique. Des améliorations significatives en perte par transmission acoustique sont obtenues en basses fréquences par deux effets: la variation de raideur de la membrane et l'augmentation de volume due à la déformation de la membrane. Des études numériques, analytiques et expérimentales sont réalisées pour déterminer le potentiel des concepts proposés. Enfin, une structure périodique contenant 9 résonateurs adaptatifs à membranes électroactives est étudiée en champs diffus permettant d'évaluer les performances acoustiques du concept distribué.

Mots clés: contrôle du bruit, résonateur de Helmholtz, EAP, contrôle passif, contrôle actif, structures périodiques.

Low-frequency acoustic treatment based on integrated Helmholtz resonators with electroactive membrane

Abstract:

This main goal of the project consists in proposing a technological solution of an adaptive Helmholtz resonator with variable volume, which allows to overcome the mono-frequency character of passive Helmholtz resonators. The volume control is achieved by the use of an electroactive polymer membrane (EAP), allowing the resonances of the Helmholtz resonator to be tuned. The mechanical behavior of these materials changes when they are stimulated by an electric field. Significant improvements in acoustic transmission loss are obtained at low frequencies by two effects: the variation of stiffness of the membrane and the increase of volume due to the deformation of the membrane. Numerical, analytical and experimental studies are carried out to determine the potential of the proposed concepts. Finally, a periodic structure containing 9 adaptive resonators with electroactive membranes is studied in diffuse fields to evaluate the acoustic performances of the distributed concept.

Keywords: noise control, Helmholtz resonator, EAP, passive control, active control, periodic structures.

The logo for the SPIM (École doctorale SPIM) features the letters 'SPIM' in a large, white, sans-serif font. To the left of the letters is a horizontal bar with a gradient from yellow to green.