

UNIVERSITÉ DU QUÉBEC À TROIS-RIVIÈRES

**RÉDUCTION DU BRUIT ET DES PERTES DE CHARGES PAR L'OPTIMISATION GÉOMÉTRIQUE
DE GRILLES DE VENTILATION EN MÉTAMATÉRIAUX**

MÉMOIRE PRÉSENTÉ

COMME EXIGENCE PARTIELLE DU

MAÎTRISE EN INGÉNIERIE-CONCENTRATION GÉNIE MÉCANIQUE

PAR

MARCO LIZOTTE

MARS 2024

Université du Québec à Trois-Rivières

Service de la bibliothèque

Avertissement

L'auteur de ce mémoire, de cette thèse ou de cet essai a autorisé l'Université du Québec à Trois-Rivières à diffuser, à des fins non lucratives, une copie de son mémoire, de sa thèse ou de son essai.

Cette diffusion n'entraîne pas une renonciation de la part de l'auteur à ses droits de propriété intellectuelle, incluant le droit d'auteur, sur ce mémoire, cette thèse ou cet essai. Notamment, la reproduction ou la publication de la totalité ou d'une partie importante de ce mémoire, de cette thèse et de son essai requiert son autorisation.

Avant-propos

La récente pandémie a mis de l'avant l'importance de la qualité de l'air afin de limiter la propagation du virus et ainsi protéger la population. C'est pourquoi l'ajout de systèmes d'extraction d'air ou d'échange d'air est crucial. Toutefois, un système de ventilation peut occasionner un désagrément à l'utilisateur à cause du bruit persistant. Afin de résoudre ce problème, l'avènement des métamatériaux dans le domaine de l'acoustique a démontré une réduction du bruit tout en conservant une performance de ventilation. Ce projet consiste donc en l'intégration d'une telle technologie à l'intérieur des grilles de ventilation et à l'optimisation de cette dernière de façon numérique. L'approche *open source* est privilégiée ici pour son faible coût et sa performance éprouvée. Une méthode entièrement automatique d'optimisation a été développée afin d'explorer différentes solutions tout en minimisant l'implication humaine. De plus, ceci permet une utilisation pour une future application. Il en résulte une diminution du niveau de bruit large bande de pratiquement 6 dB, tout en conservant une perte de charge équivalente à la grille remplacée.

Remerciements

J'aimerais tout d'abord remercier ma famille qui me supporte constamment à travers mes nombreux projets. Il ne serait pas possible de passer à travers un tel processus sans leur soutien.

Je veux également remercier la merveilleuse équipe de travail chez Venmar Ventilation (Marc, Steph, Doum, Dan, David, Joé et Ben) pour leur aide lors de la fabrication et les tests, aussi à mon superviseur Carol qui me permet de mettre autant de temps dans tous ces projets d'amélioration et d'innovation.

Je remercie aussi mes professeurs et collègues de l'UQTR (Vincent et Jean-Christophe), l'UdS et le projet ASPIRE (Raymond, Jérémy, Charly et AllaEddine). Sans eux, le projet n'aurait pas été un tel succès.

Finalement et non le moindre, je tiens à remercier tout spécialement Jean-Bernard Piaud pour le temps et la patience qu'il m'a offert ainsi que du partage de sa passion de la ventilation et de l'acoustique. Aussi, de la vision et de la persévérance pour monter un tel projet afin d'élever la performance des produits.

Je tiens à remercier le CRSNG pour le soutien financier de ce projet d'innovation.

Décembre 2023

Résumé

La récente pandémie a mis de l'avant l'importance de la qualité de l'air afin de limiter la propagation du virus et ainsi protéger la population. C'est pourquoi l'ajout de systèmes d'extraction d'air ou d'échange d'air est crucial. Toutefois, un système de ventilation peut occasionner un désagrément à l'utilisateur à cause du bruit persistant du fonctionnement. Afin de résoudre ce problème, un nouveau type de métamatériaux, les cristaux soniques ont démontré une réduction du bruit efficace tout en conservant une performance de ventilation. Ce projet consiste donc en l'intégration d'une telle technologie à l'intérieur des grilles de ventilation d'un système d'extraction d'air et d'optimiser cette dernière à l'aide des simulations numériques.

À la suite de l'étude de différents résonateurs ou absorbants, le choix s'est arrêté sur les cristaux soniques pour leur design compact qui s'intègre entre la grille de ventilation et le ventilateur. L'espace étant restreint, cet ajout doit être transparent pour les consommateurs. Ces derniers sont insérés entre la source de bruit, ici le ventilateur, et le récepteur, voire l'utilisateur. Ils sont de forme elliptique afin d'optimiser l'aérodynamisme. Étant donné le spectre de bruit de l'unité, la fréquence de la bande centrale est établie à 1600Hz. Le critère de distance entre le centre des cristaux est la demi-longueur d'onde, soit approximativement quatre pouces. Afin de conserver une taille de grille acceptable, le nombre de deux cristaux en série a été déduit. Leur largeur et longueur est établie lors de l'optimisation.

L'approche open source est privilégiée ici pour son faible coût et sa performance éprouvée. Une méthode entièrement automatique d'optimisation a été développée afin d'explorer différentes solutions tout en minimisant l'implication humaine. Cette dernière utilise les méthodes numériques pour évaluer l'atténuation de bruit ainsi que les pertes de charge engendrées.

Un premier logiciel permet l'utilisation des plans d'expérience ainsi que la modification des scripts qui contiennent les paramètres de l'étude. Ensuite, un script lance un logiciel de CAO qui modélise la pièce et le maillage. Suit un logiciel pour l'étude acoustique par éléments finis et un logiciel de CFD pour les pertes de charge. Les résultats acoustiques sont traités par un script afin d'obtenir la puissance acoustique puis le tout boucle avec le logiciel de plan d'expérience. Le résultat du plan d'expérience choisi permet de trouver la solution optimale parmi les contraintes établies au départ. L'approche universelle de cette méthodologie permet une utilisation pour une future application avec un minimum d'intervention. Un net avantage pour l'entreprise.

La solution présente une série de deux cristaux soniques, répétée 28 fois tout autour de la bouche du ventilateur, conférant une réduction de bruit dans toutes les directions. Leur taille, longueur et largeur, a été dictée par le plan d'expérience. Cette géométrie a été prototypée à l'aide de l'impression 3D et testée en laboratoire. Un test de ventilation confirme les pertes de charges simulées numériquement puis un test de puissance acoustique en perte par insertion ainsi qu'un en perte par transmission valide les calculs acoustiques.

Finalement, il en résulte une diminution du bruit large bande de pratiquement 6dB, tout en conservant une perte de charge équivalente à la grille remplacée. La forme dôme de la grille s'est avérée à améliorer autant les performances acoustiques qu'en ventilation tout en conservant une esthétique acceptable pour les consommateurs.

Décembre 2023

Mots Clés

Cristaux soniques, métamatériaux, acoustique, optimisation, ventilation, réduction du bruit, simulation numérique, éléments finis, FEA, CFD, *open source*.

Table des matières

1. Chapitre 1 - Introduction	1
1.1. Présentation et contexte de l'organisation partenaire	1
1.2. Problématique	2
1.3. Question de recherche.....	2
1.4. Objectif principal.....	4
1.5. Objectifs secondaires.....	6
1.6. Plan du mémoire.....	8
2. Chapitre 2 - Étude bibliographique	9
3. Chapitre 3 – Méthodologie	26
3.1. Méthodologie de recherche	26
3.1.1. Paramétrisation.....	26
3.1.2. Modélisation et maillage	27
3.1.3. Calculs acoustiques	28
3.1.4. Calculs des pertes de charges	34
3.1.5. Post-traitement.....	36
3.1.6. Optimisation.....	48
3.1.7. Synthèse.....	49
3.2. Implémentation	50

3.2.1.	Paramétrisation (scripts).....	50
3.2.2.	Modélisation et maillage	51
3.2.3.	Calculs acoustiques (Code_Aster).....	53
3.2.4.	Calculs des pertes de charges (OpenFOAM).....	54
3.2.5.	Post-traitement (MAGiC)	56
3.2.6.	Optimisation (Dakota).....	57
3.2.7.	Plan d'expérience complet (3 ³).....	58
3.2.8.	Plan d'expérience ou plan numérique (OA LHS).....	60
3.2.9.	Métamodèle (EGO)	61
3.2.10.	Résumé de la méthodologie	62
3.3.	Validation	63
3.3.1.	Tube de Kundt.....	63
3.3.2.	Résonateur d'Helmholtz	71
3.3.3.	Étude de convergence avec ajout de l'amortissement.....	76
3.3.4.	Chambre d'expansion	82
3.3.5.	Résonateur quart d'onde.....	86
3.3.6.	Cristaux soniques	89
3.3.7.	Pavillon.....	95
4.	Chapitre 4 – Optimisation et Résultats	100

4.1.	Optimisation	100
4.1.1.	Valeurs de départ.....	100
4.1.2.	Modèle numérique	103
4.1.3.	Conditions limites et maillage.....	104
4.1.4.	Rectangulaire ou circulaire	105
4.2.	Validation du modèle.....	108
4.2.1.	Paramètres.....	108
4.2.2.	Plan d'expérience complet (3 ³)	114
4.2.3.	Plan d'expérience OA LHS.....	119
4.2.4.	Particularité du dôme	123
4.3.	Prototypage	124
4.4.	Validation expérimentale.....	126
4.4.1.	Test de ventilation	126
4.4.2.	Test de bruit	135
4.4.3.	Mesure TL.....	141
5.	Chapitre 5 – Conclusion et travaux futurs	144
	Références	148
	Annexe	153
	Résolution équation de l'onde incidente :.....	153

Cas 2	159
Cas 3	161
Cas 4	162
Cas 5	163
Cas 6	164
Cas 7	165
Cas 8	166
Cas 9	167
Cas 10	167
Résultats du raffinement du maillage.....	169
Matrice de la revue de littérature.....	170

Table des figures

Figure 1: Ventilateur de salle de bain Broan AE110	5
Figure 2: Concept de la métacage : emprisonne la source acoustique mais laisse libre cour au débit d'air.....	6
Figure 3: Fenêtre acoustique [2].....	10
Figure 4: Barreau avec résonateurs intégrés [2].....	11
Figure 5: Amplitude de l'onde traversant les barreaux avec résonateurs [2]	11
Figure 6: Résonateur labyrinthique en cascade [7]	12

Figure 7: Résultats de la cascade en termes de perte par transmission [7]	13
Figure 8: Localised Rainbow Trapping Structure (LRTS) [6]	14
Figure 9: Atténuation du LRTS [6]	15
Figure 10: Perte par transmission en fonction du taux de ventilation [6]	15
Figure 11: Vues du résonateur hélicoïdal présentant les variables de design [12]	16
Figure 12: Comparaison entre la simulation et la théorie de la perte par transmission [12]	16
Figure 13: Disposition des cristaux soniques, de la source et du récepteur [15]	17
Figure 14: Forme typique de la TL des cristaux soniques [15]	18
Figure 15: Fenêtre acoustique avec cristaux soniques [17]	19
Figure 16: Résultats Taguchi [17]	21
Figure 17: Résultats d'ANOVA pour trois fréquences centrales de tiers d'octave [17]	22
Figure 18: Optimisation de la fenêtre acoustique en dB(A) équivalent (LAeq(dB(A))) [17]	23
Figure 19: a) Assemblage complet b) Vue de coupe permettant de visualiser les Bypass Space Coiling Tunnels (BSTC) [11]	24
Figure 20: TL du BSCT [11]	24
Figure 21: Effet de la ventilation sur le BSCT [11]	25
Figure 22: Représentation de l'intensimétrie	37
Figure 23: Représentation du calcul de l'intensité en simulation numérique	38
Figure 24: Onde incidente, réfléchiée et transmise	44
Figure 25: Surfaces servant au calcul de la puissance acoustique	46
Figure 26: Méthodologie	49
Figure 27: Salome CAD et maillage [32]	52

Figure 28: Exemple de champ de pression acoustique d'un résonateur à l'aide de Code_Aster [33].....	54
Figure 29: Exemple de vitesse de l'écoulement de l'air d'un ventilateur à l'aide d'OpenFOAM [34].....	55
Figure 30: Méthode Dakota [36].....	58
Figure 31: Hauteur au centre et en périphérie du dôme.....	59
Figure 32: Exemple d'un OA LHS [37]	60
Figure 33: Exemple d'EGO [38]	61
Figure 34: Résumé de la méthodologie	62
Figure 35: Tube de Kundt ou tube d'impédance [22].....	63
Figure 36: CAD du tube de Kundt	64
Figure 37: Exemple de maillage	67
Figure 38: Résonateur d'Helmholtz [23].....	71
Figure 39: Optimisation de la taille du résonateur d'Helmholtz.....	74
Figure 40: Perte par transmission calculée pour un résonateur d'Helmholtz sans amortissement	75
Figure 41: Raffinement du résonateur d'Helmholtz autour de la fréquence sans amortissement	76
Figure 42: Vitesse complexe de l'air dans une pore	79
Figure 43: Effet de l'amortissement de l'air sur le résonateur d'Helmholtz.....	80
Figure 44: Validation du résonateur d'Helmholtz.....	81
Figure 45: Représentation chambre d'expansion [24].....	83
Figure 46: Résultat de la chambre d'expansion.....	84

Figure 47: Raffinement du maillage de la chambre d'expansion	85
Figure 48: Plage de fréquences de la chambre d'expansion	86
Figure 49: Représentation du résonateur quart d'onde [24]	87
Figure 50: Optimisation de la longueur du résonateur quart d'onde.....	88
Figure 51: TL résonateur quart d'onde	89
Figure 52: Cristaux soniques [25].....	90
Figure 53: Schéma cellule de cristal sonique [26].....	90
Figure 54: Paramètres des cristaux soniques	92
Figure 55: Effet des cristaux soniques sur une plage de fréquences issu de simulations numériques	93
Figure 56: Mesure de deux cristaux soniques [26] utilisés comme référence pour les simulations numériques	94
Figure 57: Comparaison de deux cristaux avec la référence	95
Figure 58: Pavillon acoustique [28].....	96
Figure 59: Coefficient de réflexion des pavillons	98
Figure 60: Coefficient de réflexion des pavillons elliptiques	99
Figure 61: a) grille standard b) grille CleanCover.....	100
Figure 62: Perte de charge des grilles offertes en production	101
Figure 63: Spectre de bruit A110 en dB(A) et sones	102
Figure 64: Spectre de bruit AE110 en dB(A) et sones	102
Figure 65: CAD générique de la simulation, vue du dessous	103
Figure 66: CAD générique de la simulation, vue de l'intérieur de l'hémisphère	104
Figure 67: Grille carrée décentrée	105

Figure 68:a) Grille carrée centrée b) Grille circulaire centrée.....	106
Figure 69: Diamètre minimum pour couvrir la grille standard	107
Figure 70: Comparaison de la grille rectangulaire décentrée vs la grille circulaire centrée (TL)	108
Figure 71: Schéma de taille de la grille	109
Figure 72: a) 20 rangées b) 24 rangées c) 28 rangées.....	110
Figure 73: Explication du profil extérieur.....	110
Figure 74: Variation de la hauteur au centre. a) 1" b) 2" c) 3"	111
Figure 75: Variation de la hauteur à l'entrée (dôme inversé ayant 1" au centre) a) 1" b) 2" c) 3"	112
Figure 76: Variation de la hauteur (plat) a) 1" b) 2" c) 3"	113
Figure 77: Explication des profils des cristaux	113
Figure 78: Variation du ratio de longueur a) 0.6 b) 0.7 c) 0.8.....	114
Figure 79: Variation du ratio de largeur a) 0.4 b) 0.5 c) 0.6.....	114
Figure 80: Diagramme des interactions (3^3)	117
Figure 81: Diagramme des valeurs résiduelles (3^3).....	118
Figure 82: Effet du dôme sur la TL	123
Figure 83: a) Métacage vue de l'intérieur b) Vue de l'extérieur c) vue de côté représentant l'installation où la plaque de bois est le plafond	125
Figure 84: Banc de test de ventilation	127
Figure 85: Test de ventilation cas 1	128
Figure 86: AE110 sans grille avec réducteur 4po	129
Figure 87: Courbe de ventilation à RPM constant (passe par point HVI)	130
Figure 88: Perte de charge à RPM constant AE110	131

Figure 89: Comparaison entre les roues de l'AE110 et l'A110.....	133
Figure 90: Perte de charge à RPM constant A110	134
Figure 91: Comparaison des grilles sur l'A110 à 120V	135
Figure 92: Prise de mesure (Intensimétrie)	136
Figure 93: Mesure bruit – AE110 sans grille vs métacage (dB(A) et sone)	137
Figure 94: Perte par insertion de l'AE110 sans grille et l'ajout de la métacage	138
Figure 95: Apparition de deuxième et troisième bosse [26]	139
Figure 96: AE110 vs métacage au point HVI	140
Figure 97: Mesure bruit – A110 sans grille vs métacage (sones).....	140
Figure 98: Comparaison IL mesuré et TL simulation.....	141
Figure 99: Mesure sur cabine réverbérante Mecanum	142
Figure 100: Mesure de la TL chez Mecanum	143

Table des tableaux

Tableau 1: Paramètres des cristaux soniques (A à G) ainsi que les trois niveaux de chacun (Level 1 à 3) [17]	20
Tableau 2: Plan d'expérience simplifié présentant le nombre d'expériences (18), les sept facteurs (A à G) ainsi que le niveau de chacun des facteurs lors de l'expérience [17].....	20
Tableau 3: Validation cas 1	69
Tableau 4: Pression en entrée et sortie à bout fermé	70
Tableau 5: Pression en entrée et sortie dans l'air libre	70
Tableau 6: Vitesse en entrée et sortie à bout fermé	70

Tableau 7: Vitesse en entrée et sortie dans l'air libre	70
Tableau 8: Résultats pour la taille de maille maximale	77
Tableau 9: Comparaison des résultats pour la taille maximale	78
Tableau 10: Calculateur de la chambre d'expansion	84
Tableau 11: Plan d'expérience complet (3^3)	115
Tableau 12: Analyse de variance (3^3)	116
Tableau 13: Analyse de variance avec les interactions mises dans l'erreur	118
Tableau 14: Paramètres du OA LHS	120
Tableau 15: Résultats OA LHS	120
Tableau 16: Résultats EGO pour DP	121
Tableau 17: Résultats EGO pour TL	122
Tableau 18: Perte de charge du réducteur et de la métacage	131
Tableau 19: Comparatif CFD/Mesure de l'effet des entrées sur les grilles	132
Tableau 20: Raffinement du maillage du premier ordre	169
Tableau 21: Raffinement du maillage de deuxième ordre	169
Tableau 22: Revue de littérature	170

Liste des variables utilisées

\bar{A}	amplitude complexe de l'onde incidente (Pa)
\bar{B}	amplitude complexe de l'onde réfléchie (Pa)
c	célérité du son (m/s)
$\det J$	déterminant du Jacobien
f	fréquence (Hz)
f_{max}	fréquence de coupure (Hz)
f_{min}	fréquence minimum (Hz)
H	hauteur (m)
$\overline{H_{12}}$	fonction de transfert $\overline{p_2/p_1}$ (-)
I	module de l'intensité acoustique (W/m ²)
Im	partie imaginaire du terme complexe
\vec{I}	vecteur de l'intensité acoustique (W/m ²)
j	nombre imaginaire $\sqrt{-1}$
k	nombre d'onde (1/m)
l	longueur (m)
L_{col}	longueur du col (m)

$L_{corrigé}$	longueur du col corrigée (m)
L_{eff}	longueur de la chambre (m)
m	ratio de surfaces (-)
m_c	coefficient de fréquence (1/m)
M	coefficient de courbure du pavillon (-)
n	numéro de noeud
$ngauss$	nombre de points de Gauss
\vec{N}	vecteur normal
p	pression statique (Pa)
\bar{p}	pression acoustique complexe (Pa)
\bar{P}_l	pression de l'onde incidente (Pa)
\bar{P}_r	pression de l'onde réfléchie (Pa)
\bar{p}_1 et \bar{p}_2	pression acoustique au microphone 1 pour \bar{p}_1 , 2 pour \bar{p}_2 (Pa)
R	coefficient de réflexion (-)
\bar{R}	coefficient de réflexion complexe (-)
Re	partie réelle du terme complexe
S	surface (m ²)

S_c	surface du cristal (m ²)
S_{col}	section du col (m ²)
S_e	surface de l'élément ou de la cellule du cristal sonore (m ²)
S_g	section gorge (m)
S_m	source massique (kg/m ³)
S_{mic}	distance microphonique (m)
S_{tri}	surface ou aire du triangle
T	coefficient de transmission sonore (-)
$T_{réels}$	triangles réels
T_{ref}	triangle de référence
TL	perte par transmission sonore (dB)
\vec{u}	vitesse d'écoulement de l'air (m/s)
\bar{v}	vitesse acoustique complexe (m/s)
V	Volume du corps (m ³)
\bar{V}_n	vitesse vibratoire normale à la paroi (m/s)
w	facteur de pondération
W	puissance acoustique (W)

W_{ref}	puissance acoustique référence (W)
W_{diss}	puissance acoustique dissipée (W)
W_{inc}	puissance acoustique incidente (W)
W_{trans}	puissance acoustique transmise (W)
\vec{X}	vecteur des coordonnées
\bar{Z}	impédance acoustique de surface (Pa*s/m)
Z_0	impédance caractéristique de l'air (Pa*s/m)
x, y, z	coordonnées cartésiennes
ξ	variable coordonnées paramétriques
η	variable coordonnées paramétriques
α	opérateur scalaire
β	opérateur scalaire
γ	opérateur scalaire
λ	longueur d'onde (m)
ρ	masse volumique de l'air (kg/m ³)
ω	pulsation (rad/s)
Ω	espace de calcul

$\partial\Omega$	frontière de l'espace de calcul
μ	viscosité dynamique (Pa*s)
$\partial\Omega_v$	frontière d'application des sources vibratoires
$\partial\Omega_z$	frontière d'application d'impédance acoustique
$\frac{\partial \bar{p}}{\partial n}$	dérivée normale de la pression
Δ	Laplacien
$\vec{\nabla}$	opérateur différentiel Nabla

Liste des opérateurs mathématiques

\cdot	produit scalaire
\times	produit vectoriel
\bar{a}	nombre complexe
\vec{a}	vecteur
a^*	conjugué
\cup	union booléenne
$(a)^T$	transposée
$ a $	absolu

$\|a\|$ norme

Liste des abréviations

ANOVA *Analysis Of Variance*

BSCT *Bypass Space Coiling Tunnels*

CAO Conception Assistée par Ordinateur

CFD *Computational Fluid Dynamics*

EDF Électricité de France

EGO *Efficient Global Optimization*

IL *Insertion Loss* ou perte par insertion

LRTS *Localized Rainbow Trapping Structure*

MAGiC Maillurs Automatiques de Géométries intégrés à la Cao (MAGiC)

MEF Méthode des Éléments Finis

MFN Mécanique des Fluides Numérique

NNSA National Nuclear Security Administration

OA LHS *Orthogonal Array Latin Hypercube Sampling*

PML *Perfect Matching Layer*

RANS *Reynolds Averaged Navier-Stokes*

SIMPLE *Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*

TL *Transmission Loss* ou perte par transmission

Chapitre 1 - Introduction

Récemment, la planète entière s'est fait surprendre par un virus qui est rapidement devenu pandémique. La vie de tous et chacun a été bouleversée puisque des mesures devaient être mises en place afin de limiter la propagation de ce dernier.

Que ce soit dans les hôpitaux, au bureau ou encore à la maison, la qualité de l'air est devenue un enjeu majeur, nécessitant l'ajout ou l'amélioration de systèmes de ventilation adéquats. L'équipement procurant un air propre peut apporter l'ajout d'un facteur de stress, celui du bruit. Qu'il soit faible ou élevé, ce bruit est continu et peut nuire à la santé des occupants [1]. Il est donc important de développer des systèmes efficaces sur le plan de la ventilation, mais aussi de l'acoustique.

1.1. Présentation et contexte de l'organisation partenaire

Cette maîtrise s'effectue avec une entreprise partenaire, Venmar Ventilation ULC située au 550 boulevard Lemire à Drummondville. Cette dernière, créée en 1978, œuvre dans les produits de ventilation tels que les échangeurs d'air, les hottes de cuisine et les aspirateurs centraux. Elle possède des compagnies sœurs telles que Broan et NuTone. Broan, par exemple, produit des ventilateurs de salle de bain.

Ce projet est en partenariat avec Venmar. Le projet de recherche permettra à l'entreprise de progresser dans le développement de nouvelles technologies lui conférant une avance technologique sur ses concurrents.

1.2. Problématique

L'une des composantes de ce système qui est la plus visible et probablement la plus ignorée est la grille de ventilation. Cette dernière, bien que développée pour son esthétique, influence la performance de l'écoulement de l'air et le niveau de bruit. De plus, elle possède une taille permettant d'y incorporer certains atténuateurs acoustiques. L'entreprise désire diminuer le bruit des ventilateurs de salle de bain sans nuire à la performance de ventilation. Ainsi, elle souhaite valider la faisabilité d'utiliser les métamatériaux acoustiques pour atteindre cet objectif.

1.3. Questions de recherche

Le projet de recherche soulève plusieurs questions. Tout d'abord, l'ajout d'une grille de ventilation crée une perte de charge ce qui provoque une augmentation de la vitesse de rotation du ventilateur et ainsi, augmente le niveau de bruit émis par l'appareil.

Dans ce cas, il existe plusieurs types d'atténuateurs de bruit qui sont utilisés dans divers domaines de l'acoustique comme dans l'automobile ou encore le bâtiment. Ils peuvent être (1) passifs, comme des absorbants sonores (ex. : mousse); (2) réactifs, comme des résonateurs

acoustiques (ex. : résonateur de Helmholtz), ou (3) actifs (ex. : contrôle actif acoustique ou vibratoire) utilisant des actionneurs. Le problème d'atténuation acoustique est généralement plus complexe lorsqu'il est question de basses fréquences. En effet, puisque plus cette dernière est basse, plus la longueur d'onde est grande. Ceci augmente le volume requis pour l'application des atténuateurs décrits plus haut.

Dans tout projet, il y a des choix à faire qui limitent les possibilités. Ici, l'absence de bruit est pratiquement impossible. L'humain est constamment soumis à différentes sources de bruit, certaines plus ennuyantes que d'autres. Bien que ce projet se porte sur un ventilateur de salle de bain, le bruit est un enjeu pour toute la gamme des produits de Venmar, que ce soit un échangeur d'air ou une hotte de cuisine. Forcément, avec le temps, les normes du bruit, d'efficacité d'extraction d'air et de polluants sont plus sévères et les attentes des clients quant au confort acoustique vont en augmentant. Tout en augmentant la performance d'extraction des systèmes, la génération de bruit augmente.

Afin de parvenir à de bons compromis entre efficacité d'extraction d'air et réduction du bruit de ces systèmes d'extraction, il faut se doter d'outils, validés, de modélisation et de simulation. Ceci n'est pas simple puisque ce type de problème est multiphysique : écoulement d'air, turbomachinerie, aérodynamique et aéroacoustique. Il serait possible de prendre la route numérique dans le but de minimiser le prototypage et de réduire les délais de production. Cependant, il faut faire un choix quant à ces outils en regardant leur disponibilité et leur coût.

Dans ce type de problèmes multiphysiques couplant écoulement d'air et bruit de ventilation, les questions soulevées sont les suivantes :

- Peut-on diminuer le bruit de ventilation sans nuire à la performance de ventilation?
- Quels sont les atténuateurs acoustiques à privilégier dans l'écoulement d'air?
- Peut-on intégrer les atténuateurs acoustiques directement à la grille de ventilation?
- Est-ce que l'ajout d'atténuateurs acoustiques dans le système de ventilation réduira plus de bruit qu'il n'en générera?
- Est-ce que cette solution peut s'appliquer à d'autres systèmes d'extraction d'air ou de ventilation?
- Quels sont les outils à développer pour concevoir et prédire les effets aérodynamiques et acoustiques d'atténuateurs dans les systèmes de ventilation?

1.4. Objectif principal

L'entreprise souhaite améliorer les performances acoustiques des ventilateurs de salle de bain sans détériorer leur performance de ventilation. Le but serait de développer un dispositif qui peut s'ajouter au ventilateur, soit en option ou encore en tant que pièce de remplacement. Le produit de base sur lequel les développements sous-jacents à ce travail de maîtrise porteront est le ventilateur de salle de bain modèle AE110. Il possède une certification HVI, soit 1 sones à 110 CFM à 0.1 inH₂O.

L'objectif principal est donc :

- Apporter des modifications à la grille de ventilation (Figure 1) afin de diminuer le bruit du système de ventilation tout en conservant un niveau de ventilation adéquat.



Figure 1: Ventilateur de salle de bain Broan AE110

Le concept pourrait être représenté à l'aide de l'illustration suivante (Figure 2), soit une cage acoustique. Ainsi, l'air circule librement, mais le bruit est emprisonné à l'intérieur.



Figure 2: Concept de la métacage : emprisonne la source acoustique mais laisse libre cour au débit d'air

1.5. Objectifs secondaires

Bien que ce projet porte sur l'amélioration d'un produit de l'entreprise partenaire, le but peut être plus large. Les connaissances nécessaires afin de mener à terme ce projet pourront être appliquées dans différentes situations. La solution ne fonctionnera probablement pas autour d'un seul type d'atténuateur, mais de plusieurs d'entre eux qui pourraient même être combinés.

Pour étudier la multitude de paramètres possibles pour optimiser une composante, il est nécessaire de faire plusieurs tests afin de bien comprendre leur influence dans le système. La production de tous ces concepts demande du temps de dessin ou de conception. Il pourrait être intéressant que ces outils soient automatiques et du fait adaptable à diverses situations.

Ces dernières années, en acoustique, a émergé une nouvelle classe d'atténuateur, les métamatériaux. Ceux-ci consistent à structurer un matériau, de façon à lui conférer des propriétés qu'il ne possède pas dans sa forme naturelle. Cette branche de l'acoustique est récente et encore peu exploitée dans des applications concrètes de contrôle du bruit. Néanmoins, la littérature acoustique des dernières deux décennies foisonne de modèles et de concepts relatifs à cette classe d'atténuateurs sonores.

Compte tenu de ce foisonnement de modèles et de concepts, des questions secondaires en découlent :

- Quels types de métamatériaux s'appliqueraient le mieux dans le contexte du bruit de ventilation ?
- Quelles méthodes de modélisation permettraient de modéliser, prédire et optimiser leur comportement aérodynamique et acoustique dans un contexte de ventilation ?
- Quels seraient les outils analytiques, numériques et expérimentaux existants qui permettraient d'appliquer l'optimisation de ces atténuateurs à différents systèmes de ventilation ?
- Quelles nouvelles connaissances et applications de ces métamatériaux pourraient être apportées dans un contexte de bruit de ventilation ?

1.6. Plan du mémoire

Le plan de ce mémoire se présente comme suit : le deuxième chapitre est une revue de la littérature. Il consiste en une observation d'où en est la science, en ce moment, en ce qui concerne les métamatériaux et les méthodes d'optimisation. Il résume brièvement une vingtaine d'articles. Ce sera suivi du chapitre 3, présentant la méthodologie utilisée dans ce projet de recherche dont son implémentation, la validation et les résultats associés. Ensuite, le chapitre 4 détaille l'expérimentation complète, soit les simulations numériques et l'optimisation, le prototypage, les mesures expérimentales ainsi que les résultats et leur analyse. Pour terminer, le chapitre 5 revient sur les différentes questions soulevées afin de s'assurer que le projet répond bien à la demande puis présente les perspectives possibles pour donner suite à cette recherche.

Chapitre 2 - Étude bibliographique

Afin de mener un projet de maîtrise à terme, il faut passer par une recherche exhaustive de la littérature afin de s'assurer que les informations de départ sont pertinentes et à jour. La première partie de la recherche est d'observer les différentes solutions plausibles à incorporer dans la grille de ventilation.

Les résonateurs de type quart d'onde ou demi-longueur d'onde sont utilisés depuis longtemps dans plusieurs contextes comme les admissions d'air de voitures. Ces derniers confèrent une très grande atténuation de bruit, mais pour une largeur de bande très restreinte. Il est possible d'organiser ces derniers les uns aux côtés des autres afin de créer un mur ou une barrière acoustique étant perméable à l'air. Cette approche est utilisée dans [2]–[5].

Plus en détail, dans l'article [2], l'objectif est de concevoir une fenêtre laissant passer l'air tout en atténuant certaines fréquences acoustiques à l'aide de résonateurs dispersés. Cette dernière comporte des barreaux ayant une forme profilée afin d'être aérodynamique. De plus, il est possible de positionner les barreaux selon trois angles pour diriger le débit d'air et obtenir une atténuation acoustique autre. Cependant, la visibilité à travers la fenêtre peut être réduite selon l'angle choisi.

La Figure 3 présente cette fenêtre ainsi que les paramètres qui gouvernent la conception, soit la largeur des barreaux « w », la longueur des barreaux « h » et la distance entre les barreaux « d ». La Figure 4 quant à elle, met l'accent sur la fonctionnalité de ces cavités ou résonateurs.

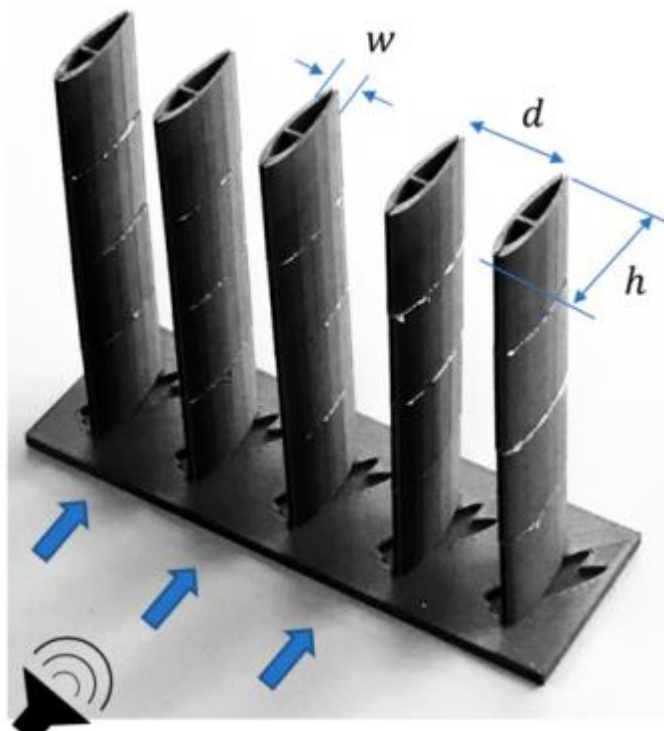


Figure 3: Fenêtre acoustique [2]

La particularité de ces barreaux est qu'ils ont des résonateurs d'Helmholtz cachés à l'intérieur, soit un de chaque côté, ciblant des fréquences différentes. Le fait intéressant de cette étude est qu'il est possible d'avoir une grande ouverture entre les résonateurs et de tout de même obtenir une bonne atténuation.

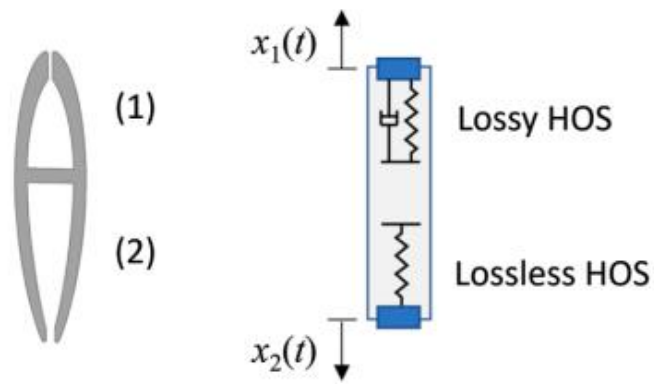


Figure 4: Barreau avec résonateurs intégrés [2]

Le résultat est présenté dans la Figure 5. On peut y voir les barreaux et les couleurs représentent le champ de pression acoustique qu'ils génèrent pour la fréquence cible. Les flèches sont le débit d'énergie acoustique.

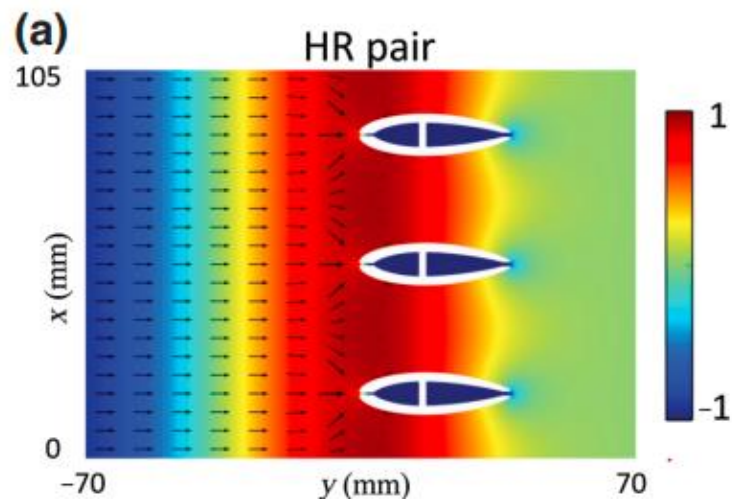


Figure 5: Amplitude de l'onde traversant les barreaux avec résonateurs [2]

Généralement, le résonateur quart d'onde est assez long lorsqu'il est ajusté à de basses fréquences. C'est pourquoi, certains tels que [6]–[10] vont créer des sortes de labyrinthes afin de le rendre plus compact ou de se conformer à un tuyau par exemple. Puisque ce projet possède une contrainte quant à la dimension extérieure du produit, il est possible d'être créatif avec les résonateurs tout en conservant leur efficacité. Au lieu d'avoir un résonateur ayant sa longueur en une ligne droite, l'article [7] propose une utilisation différente. L'air circule au milieu, les résonateurs sont installés autour du conduit de façon à suivre sa forme. Cette solution est élégante puisqu'ils sont minces et configurables, à voire de cibler plusieurs fréquences.

La Figure 6 présente son assemblage ainsi que les paramètres de dimensions, soit l'angle du parcours labyrinthique « θ », le diamètre du tuyau « d », la longueur des murs obstruant l'onde acoustique « w » ainsi que l'épaisseur de la paroi « t » et l'épaisseur de la cavité « h ».

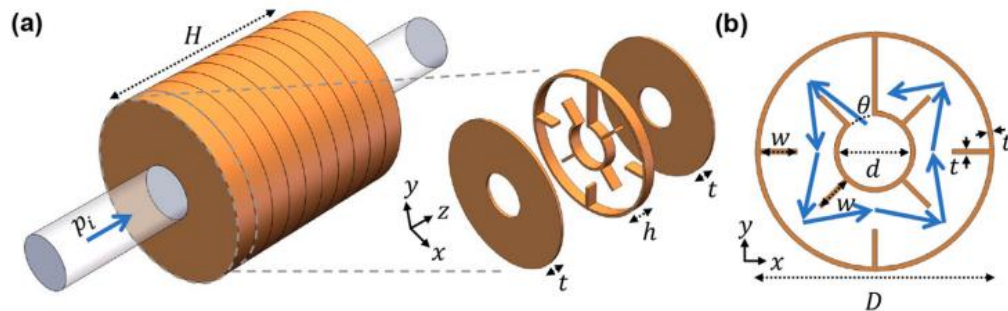


Figure 6: Résonateur labyrinthique en cascade [7]

Puisqu'il est possible d'en installer plusieurs en série ou en cascade, chacun des résonateurs peut être configuré pour atténuer une fréquence différente. Ainsi, la somme des atténuations qui sont généralement à bande mince peut avoir l'effet d'une large bande, tel que présenté dans la Figure 7 en termes de perte par transmission ou *Transmission Loss (TL)*.

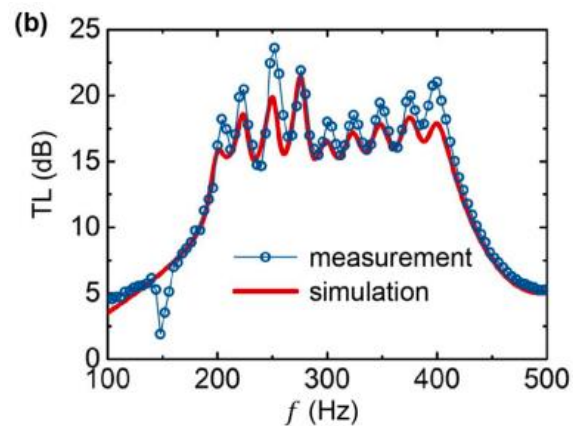


Figure 7: Résultats de la cascade en termes de perte par transmission [7]

Il est aussi possible de créer de petits dispositifs pouvant être déplacés au gré des formes auxquelles il faut parfois s'adapter. C'est le cas de [6]. Cet article présente une approche intéressante due à son type de résonateur peu commun, le *Localized Rainbow Trapping Structure (LRTS)*. Il consiste en une série de petits labyrinthes en zigzag qui possèdent des dimensions spécifiques afin de cibler une fréquence acoustique quelconque. Ces derniers peuvent être disposés de différentes façons, par exemple en cercle. En ayant un cœur décentré, les auteurs ont pu choisir plusieurs fréquences de résonance et ainsi créer un atténuateur large bande. La Figure 8 présente les différents labyrinthes. Les paramètres dimensionnels sont la largeur de

l'entrée « a », la largeur du labyrinthe « d », l'épaisseur de la paroi « t », le rayon de la profondeur du labyrinthe « r_i » ainsi que le rayon extérieur de la structure « R ».

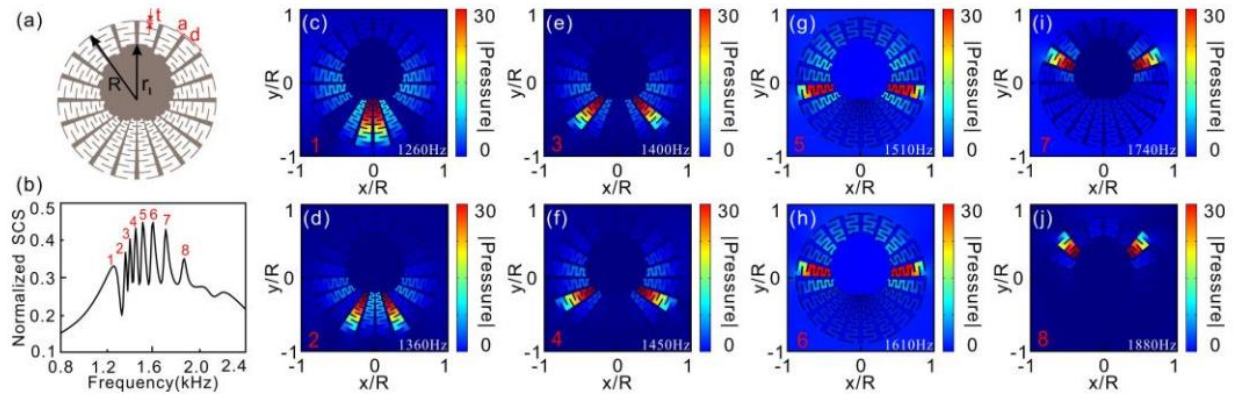


Figure 8: Localised Rainbow Trapping Structure (LRTS) [6]

La particularité de ce concept est qu'il est possible de disposer ces LRTS de différentes façons (voir Figure 9), que ce soit en cercle, ou même en cœur. L'important est la distance entre eux. Plus ils sont près les uns des autres, plus l'atténuation acoustique est grande. À l'inverse, plus la distance est grande et plus l'écoulement de l'air est libre (voir Figure 10) et l'atténuation est moindre.

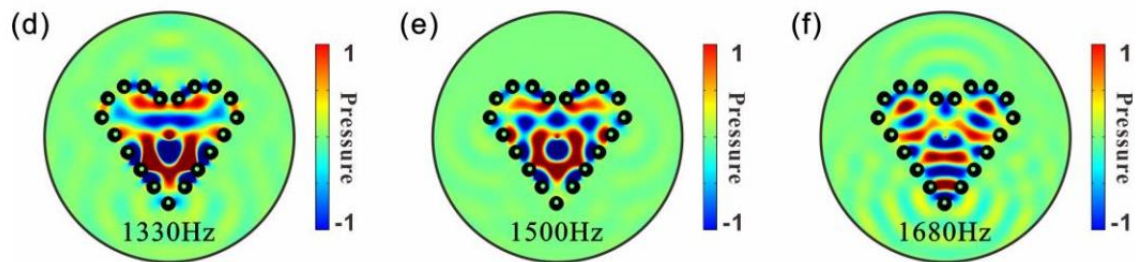


Figure 9: Amplitude acoustique démontrant l'atténuation causée par le LRTS [6]

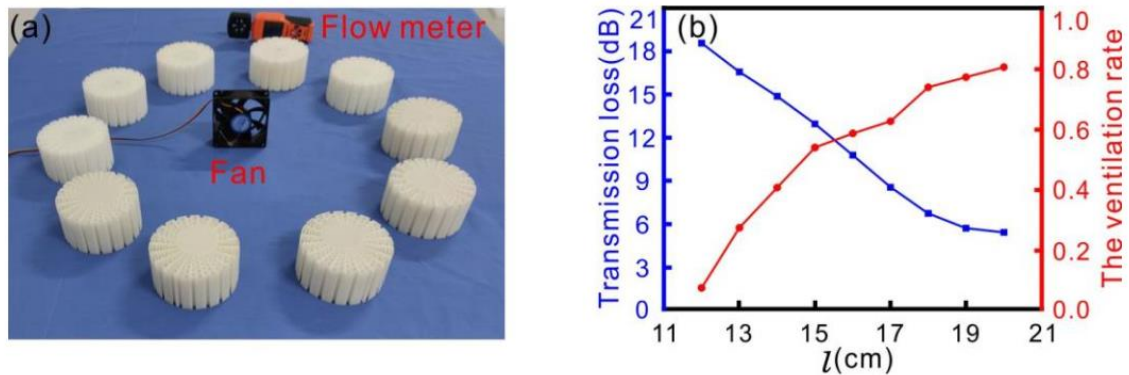


Figure 10: Perte par transmission en fonction du taux de ventilation [6]

Une solution particulière est de créer un dipôle. Ceci consiste à ajouter un passage en parallèle au conduit de façon à allonger le parcours d'une onde. Ce parcours plus long crée un déphasage lorsqu'il est réintroduit dans le conduit. Cette différence de pression peut réduire le bruit. Ce sont les approches présentées dans [11]–[14]. D'ailleurs, les articles [12] et [14] apportent une approche différente des autres, celle d'un résonateur hélicoïdal créant un dipôle entre son entrée et sa sortie (voir Figure 11). C'est ainsi qu'il peut cibler deux fréquences en bandes étroites. L'écart entre ces dipôles (voir Figure 12) crée un atténuateur à plus large bande

qu'un résonateur seul. Cette solution permet un écoulement de l'air au centre ainsi qu'une partie circulant dans l'hélice. Il aurait été intéressant que cette étude présente une mesure de la perte de charge afin de voir quelle restriction cette solution génère. Aussi, est-ce que la rotation de l'air en périphérie du conduit aide à compenser la réduction de l'écoulement par la diminution du diamètre au centre? Les paramètres dimensionnels de ce type de résonateur sont le diamètre extérieur « D », le diamètre du conduit au centre « d », l'épaisseur « $2h$ » ainsi que le pas de l'hélice « L ».

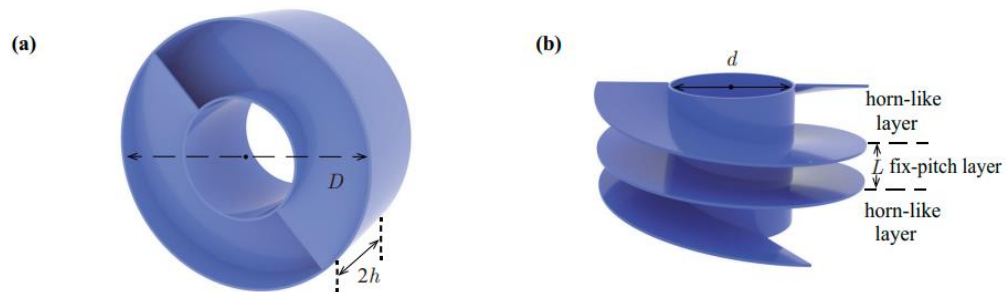


Figure 11: Vues du résonateur hélicoïdal présentant les variables de design [12]

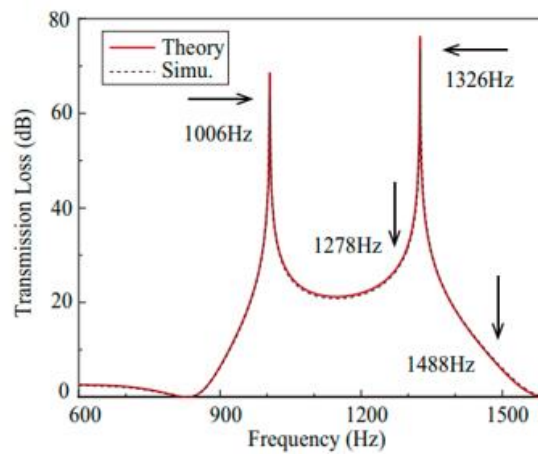


Figure 12: Comparaison entre la simulation et la théorie de la perte par transmission [12]

Viens ensuite les cristaux soniques tel que présenté dans [15], [16]. Ces répétitions de forme géométrique sont apparues au cours de la dernière décennie dans le domaine de l'acoustique. Elles permettent d'incorporer l'atténuateur à même l'écoulement de l'air, ce qui rend le système compact. De plus, cette stratégie est perméable à l'air, ce qui serait un grand avantage par rapport à des mousses acoustiques, ou même aux solutions présentées précédemment qui peuvent, sous un débit d'air important, offrir de grandes pertes de charge.

L'article [15] démonte l'utilisation de cristaux soniques disposés de façon à créer un mur bloquant le bruit. Ces derniers sont des cylindres de bois et l'espace les séparant est la demi-longueur d'onde de la fréquence centrale. La Figure 13 présente cette disposition, puis la Figure 14 démontre la forme typique de la perte par transmission sonore causée par des cristaux soniques tel que présenté dans la littérature, soit deux cloches rapprochées l'une de l'autre où la deuxième est plus élevée que la première.

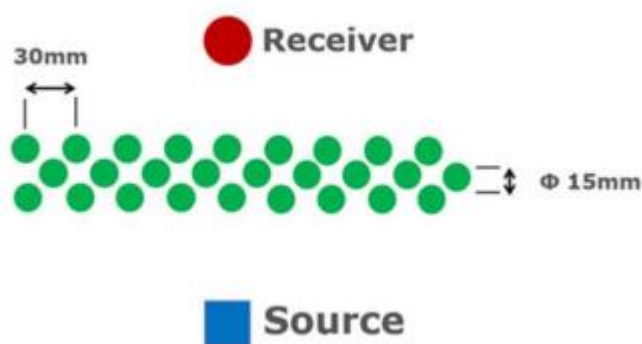


Figure 13: Disposition des cristaux soniques, de la source et du récepteur [15]

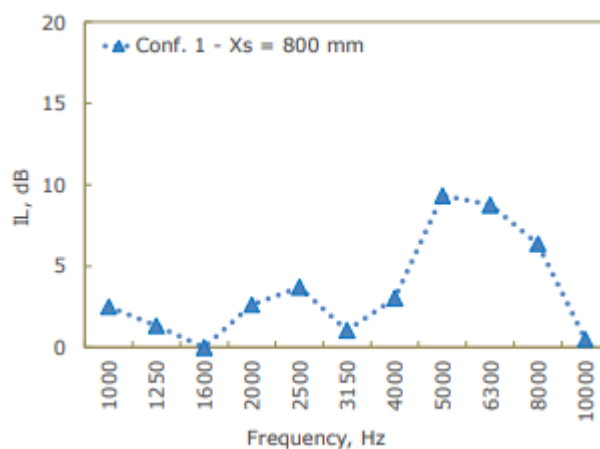


Figure 14: Forme typique de la TL des cristaux soniques [15]

Il est possible de combiner différentes solutions de réduction de bruit en une seule, comme présenté dans [17]–[19]. L'article [17] présente également une fenêtre acoustique avec des barreaux possédant des résonateurs à l'intérieur mais y ajoutent le concept de cristaux soniques. Il y a donc une répétition de la géométrie à une certaine distance, ajoutant un deuxième type d'atténuateur à l'intérieur d'un seul produit.

Autre aspect intéressant est qu'ils incorporent le concept de plan d'expériences afin de comprendre quels sont les paramètres influant sur la fonction objectif et d'observer s'il y a des interactions entre ces derniers. Les paramètres gouvernant les résonateurs sont la largeur du col (a), la longueur du col (l), ainsi que l'aire du résonateur ($b \cdot c$). Pour les cristaux soniques, ce sera le nombre de cristaux (deux sont représentés sur la Figure 15) puis la distance entre eux qui est la demi-longueur d'onde de la fréquence acoustique ciblée.

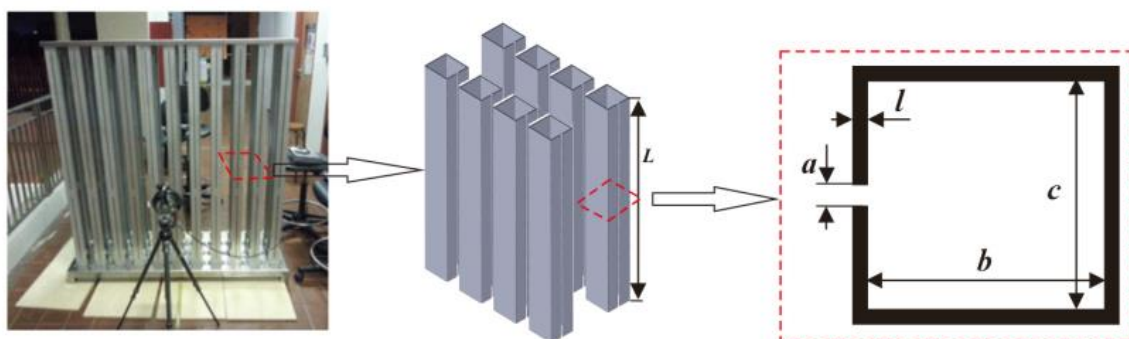


Figure 15: Fenêtre acoustique avec cristaux soniques [17]

Un point fort de cet article est l'utilisation du plan d'expérience et de l'analyse de variance (ANOVA) afin d'optimiser les paramètres de leur fenêtre acoustique et ainsi obtenir le meilleur assemblage pour leur problématique spécifique. Le Tableau 1 présente les différents niveaux de chacun des facteurs, par exemple la dimension « a_1 » passera de 4,3 mm à 6 mm puis à 8,8 mm. Un plan complet pour sept facteurs ayant chacun trois niveaux comporte plus de 2187 expériences (3^7). Cependant, il est possible de diminuer le nombre de tests tel que présenté dans le Tableau 2 où le plan d'expérience orthogonal simplifié possède seulement 18 tests. Ce plan est effectué à l'aide des simulations numériques afin d'éviter de concevoir des prototypes pour toutes les solutions.

Tableau 1: Paramètres des cristaux soniques (A à G) ainsi que les trois niveaux de chacun (Level 1 à 3) [17]

	Control Factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	a_1 (mm)	4.3	6	8.8
B	a_2 (mm)	5.9	8	11.4
C	a_3 (mm)	12.6	20	42
D	b_1 (mm)	53.1	60	68.5
E	b_2 (mm)	34.2	37.5	41.4
F	b_3 (mm)	29.3	31.7	34.4
G	l (mm)	2	3	4

Tableau 2: Plan d'expérience simplifié présentant le nombre d'expériences (18), les sept facteurs (A à G) ainsi que le niveau de chacun des facteurs lors de l'expérience [17]

Test Number		A	B	C	D	E	F	G
1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	2	2	2	2
3	1	1	3	3	3	3	3	3
4	1	2	1	1	2	2	3	3
5	1	2	2	2	3	3	1	1
6	1	2	3	3	1	1	2	2
7	1	3	1	2	1	3	2	3
8	1	3	2	3	2	1	3	1
9	1	3	3	1	3	2	1	2
10	2	1	1	3	3	2	2	1
11	2	1	2	1	1	3	3	2
12	2	1	3	2	2	1	1	3
13	2	2	1	2	3	1	3	2
14	2	2	2	3	1	2	1	3
15	2	2	3	1	2	3	2	1
16	2	3	1	3	2	3	1	2
17	2	3	2	1	3	1	2	3
18	2	3	3	2	1	2	3	1

Une fois tous les tests effectués et les données compilées, la méthode Taguchi peut être présentée sous forme de graphiques et ainsi rendre plus visuel l'effet des différents paramètres. Il fait ressortir les interactions et la solution optimale (Figure 16).

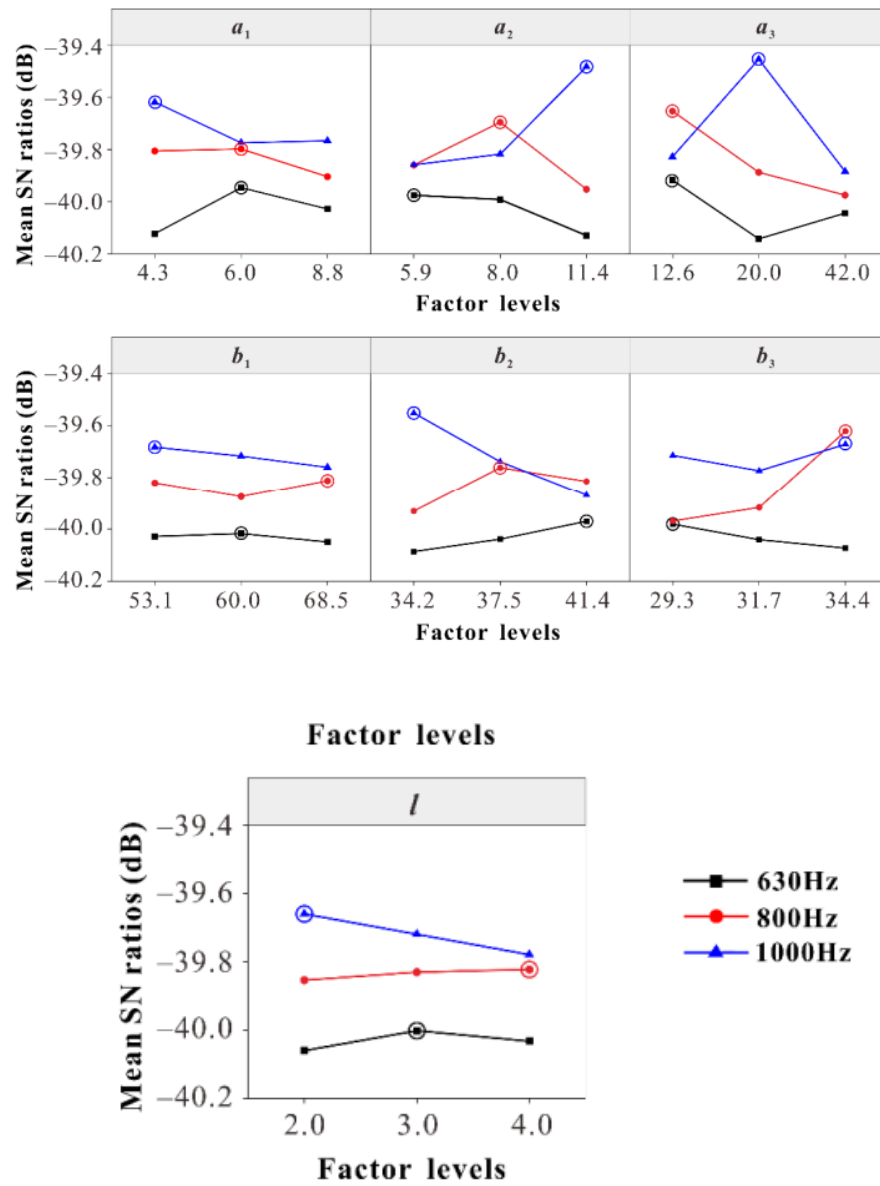


Figure 16: Résultats Taguchi [17]

Ensuite, l'analyse de variance (Figure 17) présente le facteur de contribution de chacun des paramètres pour la fréquence ciblée.

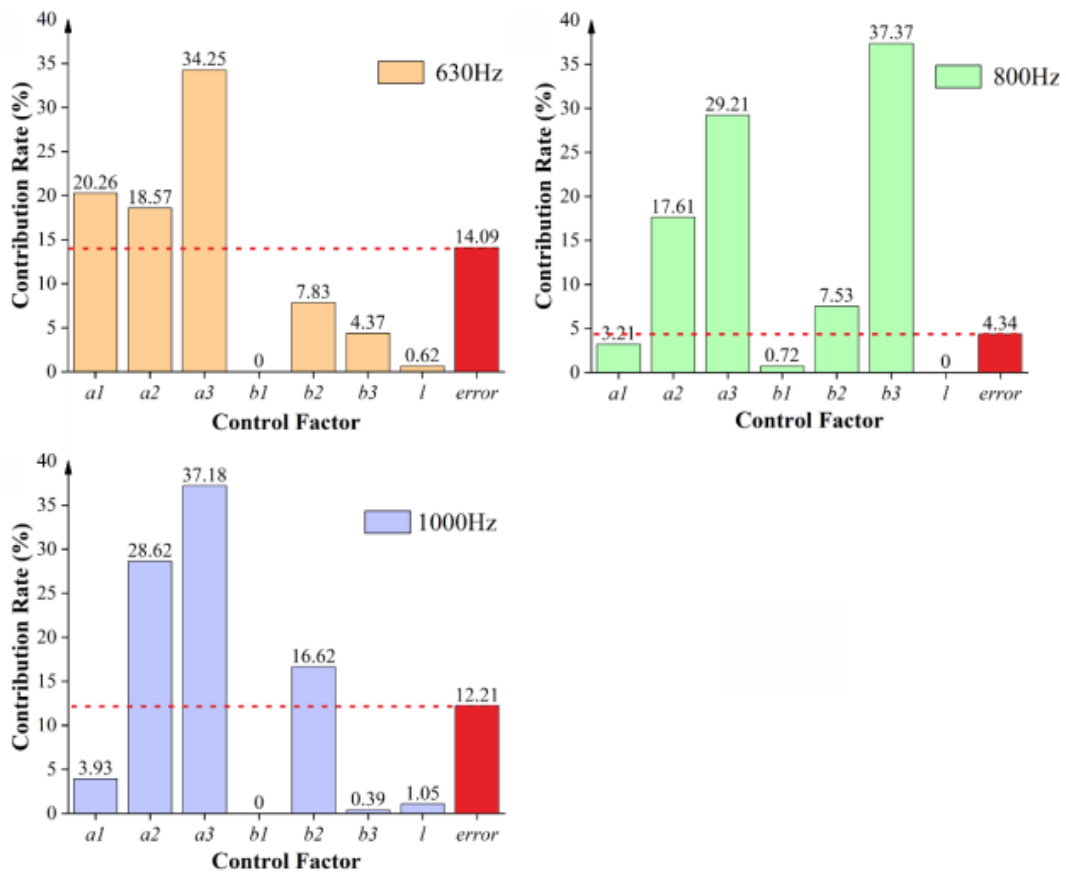


Figure 17: Résultats d'ANOVA pour trois fréquences centrales de tiers d'octave [17]

Finalement, il est possible de choisir un résultat optimal à partir des données extraites du plan d'expérience. La Figure 18 présente les résultats des différents assemblages ainsi que ceux de l'assemblage optimal.

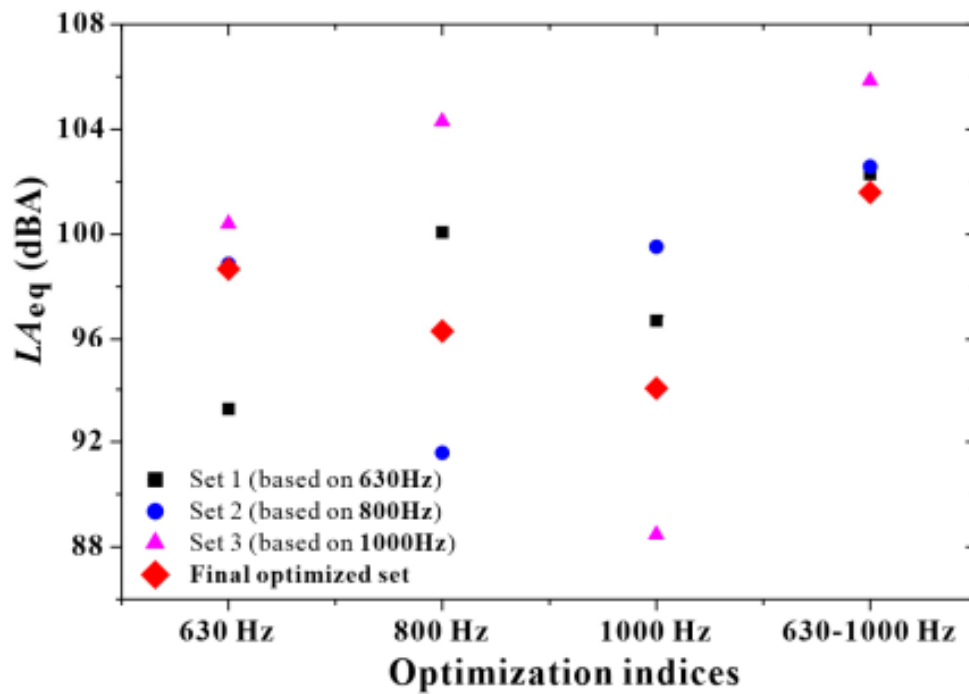


Figure 18: Optimisation de la fenêtre acoustique en dB(A) équivalent ($LA_{eq}(dB(A))$) [17]

Un aspect intéressant est le panneau perforé. Il permet la ventilation tout en bloquant certaines fréquences acoustiques, tel que présenté dans [11], [20]. Plus particulièrement, [11] utilise l'approche de la combinaison des solutions, en créant des dipôles à même les perçages. La partie (a) de la Figure 19 présente la boîte conférant la diminution du bruit, puis la partie (b) illustre la conception des résonateurs qui, tous assemblés, créent cette cage acoustique.

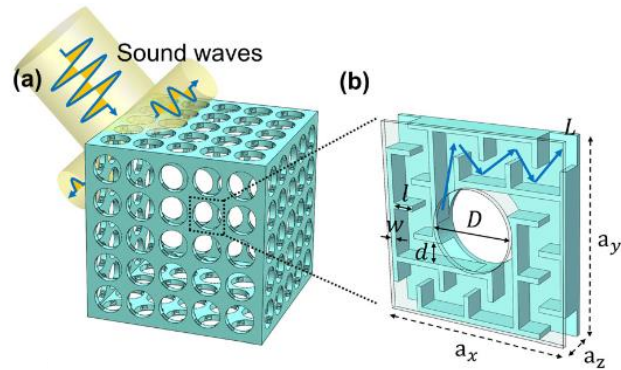


Figure 19: a) Assemblage complet b) Vue de coupe permettant de visualiser les Bypass Space Coiling Tunnels (BSCT) [11]

Encore une fois, l'utilisation d'une série de résonateurs augmente le niveau de la perte par transmission ainsi que la largeur de la bande de fréquences, comme illustré à la Figure 20.

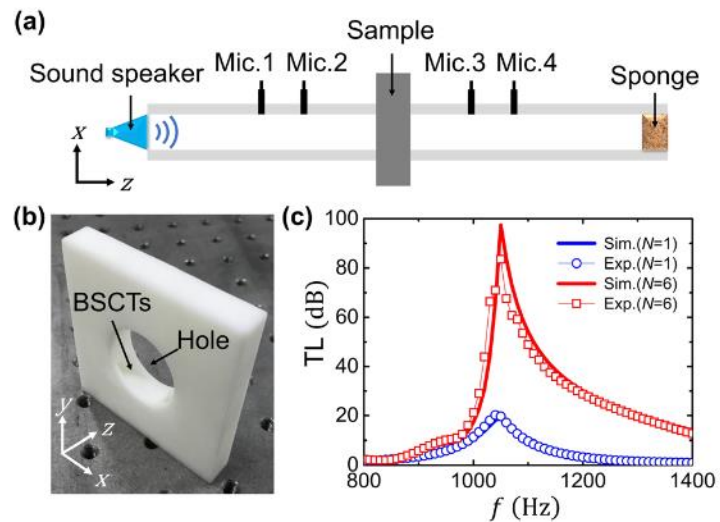


Figure 20: TL du BSCT [11]

La surface de la boîte et ses perçages créent une résistance au vent, tout dépendant de l'angle d'incidence. Cette directivité du vent peut influencer la performance des résonateurs. Il est possible de le constater avec la Figure 21 où l'intensité est présentée en fonction de l'absence de vent (c), vent de côté (d), puis de l'arrière (e).

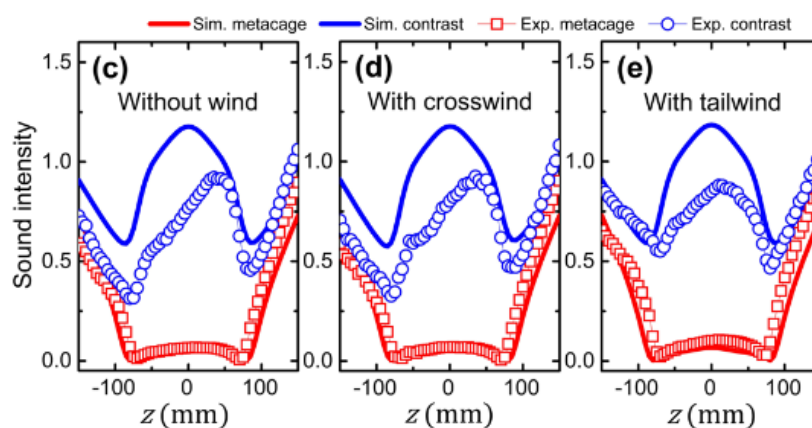


Figure 21: Effet de la ventilation sur le BSCT [11]

Finalement, à la lumière de cette revue de littérature, des éléments émergent et préparent le terrain pour le projet. En effet, il semble que l'utilisation de cristaux soniques pourrait convenir puisque ces atténuateurs passifs permettent une atténuation large bande, tout en ciblant la fréquence importante et proposent une solution relativement perméable au débit d'air dépendamment de sa configuration. Le tout jumelé avec l'application d'un plan d'expérience permettra d'évaluer les paramètres influents et ainsi obtenir une solution optimale réduisant le bruit et minimisant les pertes de ventilation.

Chapitre 3 – Méthodologie

3.1. Méthodologie de recherche

Pour développer une grille de ventilation réduisant le bruit tout en conservant une ventilation adéquate, la méthode qui sera privilégiée pour ce projet est l'optimisation automatisée à l'aide des simulations numériques suivies par la validation expérimentale. Elle a été choisie parce que le prototypage et la mesure en laboratoire des performances de plusieurs unités sont très coûteux en termes de temps et d'argent. Ainsi, grâce aux méthodes numériques, il est possible d'effectuer plusieurs boucles d'optimisation plus rapidement où le seul coût est le temps de calcul. De plus, en séparant la partie acoustique de la ventilation, le temps de simulation est grandement diminué versus une simulation aéroacoustique. Séparer les simulations aérodynamiques et acoustiques est une hypothèse jugée valide. D'une part, le projet part du principe qu'un écoulement aérodynamique performant (créant peu de turbulence) minimise par défaut le bruit d'écoulement. D'autre part, à cause du faible débit, il est supposé que le bruit engendré par l'introduction de cristaux soniques soit moindre que l'atténuation sonore qu'ils confèrent.

3.1.1. Paramétrisation

En vue de concevoir une grille optimisée de façon complètement automatique, il est important d'établir les différents paramètres à faire varier tels que la forme et la taille de la grille puis les paramètres des cristaux soniques. De plus, il sera possible d'étudier l'influence de ces paramètres sur le résultat final et ainsi, éliminer ceux ayant peu d'intérêt. Afin d'utiliser l'outil

dans un projet futur et d'automatiser le processus d'optimisation, il sera préférable d'utiliser un logiciel de simulation permettant l'intégration d'un plan d'expérience.

3.1.2. Modélisation et maillage

Puisque le développement du projet se déroule principalement en virtuel (car seul un prototype sera réalisé et testé), il est impératif de représenter la grille de ventilation ainsi que son environnement de mesure à l'aide d'un logiciel de conception assistée par ordinateur (CAO). Ensuite, il faudra créer un maillage à partir du modèle, étape nécessaire pour les simulations numériques. Deux maillages différents devront être générés puisque l'étude acoustique et celle de ventilation (ou écoulement des fluides) n'ont pas les mêmes besoins. Par exemple, la majorité des logiciels CFD utilise la méthode des volumes finis, alors que ceux de calculs mécaniques utilisent les éléments finis. De plus, puisque les phénomènes sont différents (acoustique versus fluides), ils vont nécessiter des maillages différents afin d'obtenir des résultats ayant convergé. Cette convergence est cruciale afin d'en assurer la validité. Ces maillages peuvent varier par leur type d'élément, la taille des mailles (raffinement) ou encore par l'ordre de ces éléments ou mailles.

3.1.3. Calculs acoustiques

Le but de ce projet est de diminuer le bruit du ventilateur de salle de bain transmis dans la pièce et qui peut nuire aux occupants. Il est important de déterminer une méthode de caractérisation et qu'elle soit appuyée avec des références crédibles auxquelles il sera possible de valider les résultats. Puisque la suite du projet dépend de cette méthode, il est donc impératif d'avoir des fondements solides avec divers calculs acoustiques ayant été utilisés dans la littérature puis validés en laboratoire. Différentes méthodes existent pour déterminer la puissance acoustique. Deux d'entre elles peuvent être utilisées dans ce cas-ci, soit la perte par insertion et la perte par transmission.

3.1.3.1. Formules, conditions limites et maillage

Le calcul par la Méthode des Éléments Finis (MEF) de la solution acoustique repose sur trois différents types de conditions aux limites, soit la pression acoustique, la vitesse acoustique et l'impédance acoustique. Idéalement, afin de bien répliquer la réduction du bruit, la condition à l'entrée représenterait le spectre de bruit du ventilateur choisi. Cependant, il peut s'avérer complexe d'imposer ce type de condition. La solution serait de caractériser la grille globalement, soit en perte par transmission, puisqu'elle pourrait être installée sur différents ventilateurs et qu'ils posséderont un spectre de bruit différent.

En général, les simulations numériques acoustiques solutionnent l'équation d'Helmholtz avec des valeurs complexes. Les équations qui suivent proviennent de la documentation de

Code_Aster [21]. Afin de connaître le chemin parcouru par l'énergie dans le milieu, la formule de l'intensité acoustique est requise. L'Éq. 1 présente la partie réelle « Re », « \bar{v}^* » le conjugué complexe de la vitesse acoustique puis « \bar{p} » la pression acoustique complexe.

$$I = \frac{1}{2} Re [\bar{p} \bar{v}^*] \quad \text{Éq. 1}$$

L'équation d'Helmholtz à résoudre est la suivante, où « S_m » est une source massique (nulle dans ce cas-ci), « ω » la pulsation, « k » le nombre d'onde étant une valeur réelle ou complexe, « j » le nombre imaginaire ($\sqrt{-1}$), « \bar{p} » la pression acoustique complexe et « Δ » le Laplacien. Pour l'équation du nombre d'onde, « f » représente la fréquence et « c » la célérité ou la vitesse du son dans l'air pouvant être complexe en fonction du milieu.

$$j \omega S_m = \bar{p} (\Delta + k^2) \quad \text{Éq. 2}$$

$$k = \frac{2 \pi f}{c} \quad \text{Éq. 3}$$

L'espace de calcul est clos et défini par la lettre « Ω » et ses frontières par « $\partial\Omega$ ». Cette frontière est partitionnée en deux, soit la source vibratoire « $\partial\Omega_v$ » et l'impédance acoustique « $\partial\Omega_z$ ».

$$\partial\Omega = \partial\Omega_v \cup \partial\Omega_z$$

Éq. 4

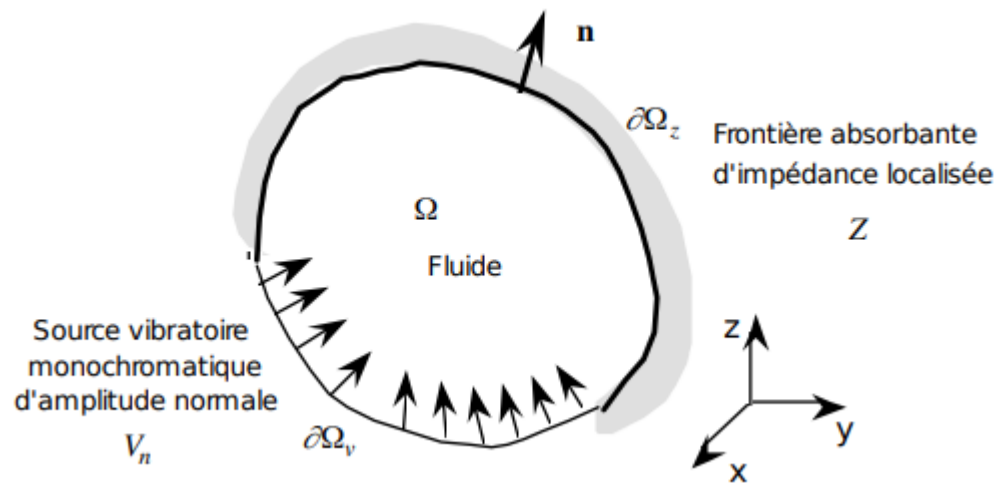


Figure 22: Représentation du domaine acoustique borné dans Code_Aster

Sous une forme générale, les conditions aux limites se présentent sous la forme suivante où « α », « β » et « γ » sont des paramètres scalaires et « $\frac{\partial \bar{p}}{\partial n}$ » est la dérivée normale de la pression. Dans sa forme générale, la condition aux limites mixtes est donnée par :

$$\gamma = \alpha \bar{p} + \beta \frac{\partial \bar{p}}{\partial n}$$

Éq. 5

La formulation de la vitesse acoustique imposée représente le cas où $\alpha=0$, $\beta \neq 0$ et $\gamma \neq 0$ avec « \bar{V}_n » est la vitesse vibratoire normale à la surface, « ω » un réel qui désigne la pulsation et « ρ » la masse volumique de l'air. C'est la condition de Neumann donné par :

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial n} = -j \omega \rho \bar{V}_n \quad \text{Éq. 6}$$

Ensuite, le cas de l'impédance imposée « \bar{Z} » représente le cas où $\alpha \neq 0$, $\beta \neq 0$ et $\gamma = 0$. La formule est donc la condition d'impédance :

$$\bar{Z} = \frac{\bar{p}}{\bar{V}_n} \quad \text{Éq. 7}$$

La résolution de l'équation de Helmholtz sur l'espace d'étude, avec les conditions aux limites ci-dessus, sera traitée dans un logiciel de simulation numérique acoustique en utilisant la méthode des éléments finis. Pour plus de détails sur la discrétisation de l'équation d'Helmholtz et sa formulation en éléments finis, voir la documentation de Code_Aster. Une description rigoureuse de la formulation MEF du problème acoustique est aussi donnée dans le livre de N. Atalla et F. Sgard [22].

Pour cette étude, une condition limite d'entrée de 1 Pa (ou 94 dB) peut convenir comme cas de référence et une sortie d'impédance « Z_0 » (impédance caractéristique de l'air) réplique un cas d'un rayonnement acoustique normal infini (condition de Sommerfeld, sans onde de retour). Les parois sont supposées rigides avec une condition de vitesse acoustique normale de zéro.

Pour le maillage, à la suite d'une étude de convergence par raffinement de mailles afin de s'assurer de la validité des résultats, le type d'élément tétraédrique quadratique sera utilisé pour mailler le domaine acoustique.

3.1.3.2. Perte par insertion

La perte par insertion est une méthode comparative de la puissance acoustique. Elle consiste à faire un calcul de la puissance acoustique sur le ventilateur sans grille par exemple, puis refaire le calcul, mais cette fois avec la grille. La différence entre les deux valeurs de puissance est la perte par insertion.

L'avantage de cette méthode est qu'elle est simple et qu'elle réplique la méthodologie utilisée lors de la mesure en laboratoire (même montage et procédure). Cependant, elle n'est pas appropriée à l'optimisation puisque la source de bruit va changer à chaque grille parce que cette dernière cause un changement d'impédance. Il en découle une source acoustique qui ne sera pas constante. Il faudra donc effectuer deux modèles, deux maillages et deux calculs pour la version sans grille puis celle avec grille. De plus, le résultat ne représentera pas une valeur

caractéristique de la grille comme le serait la perte par transmission, mais bien une différence entre les deux études.

3.1.3.3. Perte par transmission

La perte par transmission implique la puissance qui sera transmise à travers l'atténuateur. Il y a donc trois composantes à cette puissance : l'onde incidente, l'onde réfléchie et l'onde transmise. Puisqu'il y a un tuyau qui conduit le bruit de la grille au ventilateur, il est envisageable d'être dans le même cas que le tube de Kundt et d'utiliser deux nœuds du maillage œuvrant comme des microphones. Il y aura donc deux mesures de puissance, l'une dans le conduit (avant la grille) et l'autre sur la condition limite extérieure (après la grille). La puissance avant moins la puissance après donne la perte par transmission.

L'avantage de cette méthode est qu'elle permet d'effectuer le calcul de la puissance acoustique en une seule modélisation et donc un seul calcul. Cependant, avec l'hypothèse de l'onde plane, il faut donc respecter une certaine dimension du tuyau. Dans le cas d'une entrée de ventilateur de 4'', cette limite supérieure en fréquence est de 2000 Hz. C'est acceptable parce que des valeurs en plus basse fréquence sont recherchées. Pour aller plus haut en fréquence, il faudrait diminuer le diamètre du tuyau en passant par un pavillon.

3.1.3.4. Modèles de validation

Avant de passer aux simulations numériques, il faut s'assurer de la maîtrise des outils et de la validité des résultats obtenus par ces derniers. C'est pourquoi une série de cas de validations

s'impose. Ces cas sont des références connues, basés sur des équations théoriques, validées numériquement et également en laboratoire. Ainsi, obtenir une corrélation avec ces cas de validation permettra de consolider l'approche utilisée. Les cas sont les suivants :

- Le tube d'impédance
- Le résonateur d'Helmholtz
- L'étude de convergence avec ajout de l'amortissement
- La chambre d'expansion
- Le résonateur quart d'onde
- Les cristaux soniques
- Le pavillon

3.1.4. Calculs des pertes de charges

Pour des cas simples comme des tuyaux ou des coudes, il existe des formules ou des chartes permettant de connaître les pertes de charge ou l'augmentation de la pression dans le système. Pour le cas de cette étude aux formes complexes, la simulation numérique est de mise. La Mécanique des Fluides Numérique (MFN), ou plus commun sous le nom anglophone *Computational Fluid Dynamics* (CFD), permet de résoudre ce système. Plusieurs modèles de turbulence sont disponibles et certains permettent même de combiner l'acoustique et la mécanique des fluides. Cependant, le couplage de ces derniers (problème aéroacoustique numérique) est très coûteux en termes de ressource de calcul. Le *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS) combiné au *kw-SST* est le modèle de turbulence utilisé puisque d'une part, c'est une méthode éprouvée pour la simulation de turbomachines et d'autre part elle sert

présentement à l'entreprise pour le calcul de ventilateurs et souhaite pouvoir intégrer les deux codes (grille et ventilateur) afin de créer une solution optimale combinée. En établissant des conditions limites comme un débit à l'entrée et une pression nulle en sortie, il est possible d'obtenir les pertes causées par la grille de ventilation.

Les simulations des fluides sont basées sur l'équation de la quantité de mouvement (*Momentum*). C'est une équation qui met en relation la masse volumique, la pression, la vitesse du fluide et la température. Elle se présente sous la forme suivante où « ρ » est la masse volumique, « \vec{u} » la vitesse, « ∇p » de gradient de la pression statique, « μ » la viscosité dynamique, « $\vec{\nabla}$ » l'opérateur différentiel Nabla.

$$\rho(\vec{u} \vec{\nabla} \cdot \vec{u})^T = -\vec{\nabla} p + \mu \Delta \vec{u} \quad \text{Éq. 8}$$

Elles établissent également l'équation de continuité dans un cas instationnaire et incompressible:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{u} = 0 \quad \text{Éq. 9}$$

Puisque plusieurs logiciels CFD utilisent la méthode par volumes finis et qu'ils ne supportent pas tous les maillages quadratiques, le maillage linéaire sera priorisé. Cependant, il nécessite un raffinement adéquat afin de bien capturer les effets aérodynamiques. Les éléments tétraédriques seront également utilisés.

Une condition d'entrée de 110 CFM doit être utilisée pour représenter le débit du ventilateur choisi, puis une condition de sortie de pression nulle pour négliger les effets du système en aval.

3.1.5. Post-traitement

Dans la majorité des cas de simulations numériques, les résultats provenant d'un calcul acoustique seront en pression ou en intensité aux nœuds. Afin d'obtenir la puissance acoustique « W », il faut effectuer un post-traitement des résultats.

Deux méthodes peuvent être utilisées dans ce cas-ci. La première est l'intensimétrie comme lors de mesures en laboratoire. La mesure avec la sonde d'intensimétrie se trouve à être un balayage de la surface afin d'en mesurer l'intensité normale sortante à une surface puis de multiplier cette intensité « I » par la taille de la surface balayée « S ». C'est la représentation de la Figure 23.

$$W = \sum I \times S$$

Éq. 10

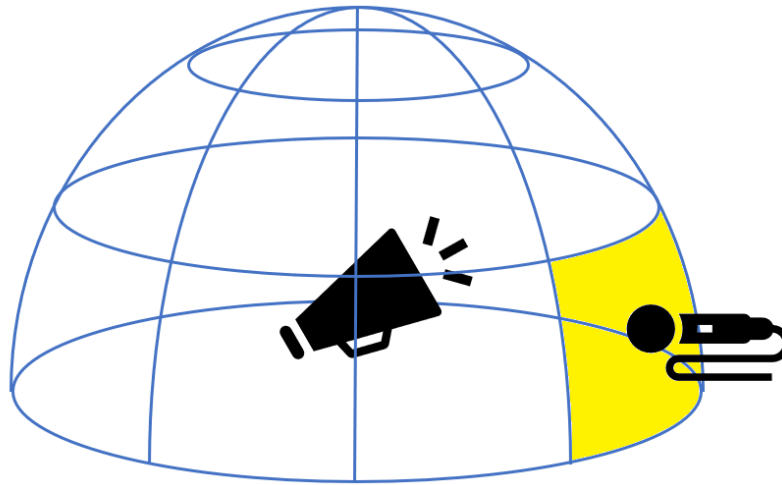


Figure 23: Représentation de l'intensimétrie

La mesure de puissance selon l'intensité est légèrement différente lors de simulations numériques. Sommairement, à la place du balayage, les valeurs d'intensités « I » sont récupérées aux nœuds et la composante normale à la surface est extraite (Figure 24). La sommation de ces intensités normées aux points de Gauss mène à la puissance.

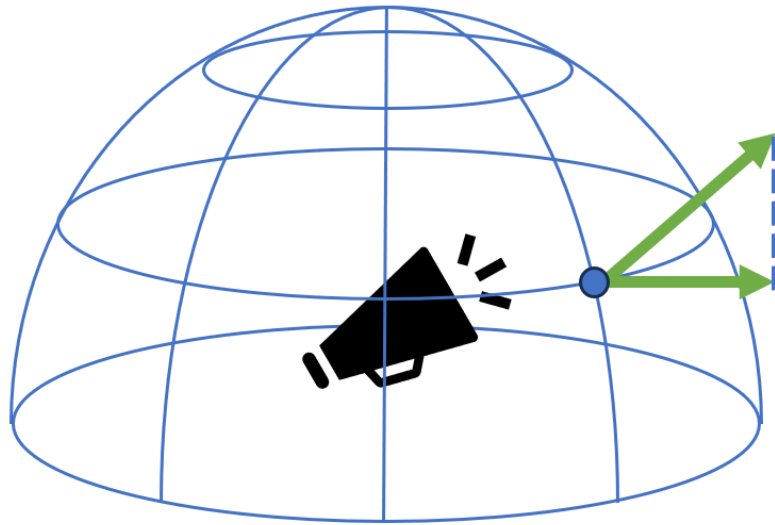


Figure 24: Représentation du calcul de l'intensité en simulation numérique

La mesure en laboratoire est représentée avec cette formule de la puissance acoustique où le vecteur d'intensité est « \vec{I} » et le vecteur normal à la surface « S » est « \vec{N} ».

$$W = \iint_S \vec{I} \cdot \vec{N} dS \quad \text{Éq. 11}$$

Afin de le rapporter le cas réel dans une représentation virtuelle en trois dimensions pour les simulations numériques, il faut discrétiser le volume en une multitude de petites surfaces. La surface de mesure de l'intensité acoustique se trouve à être représentée par de petits triangles « $T_{réels}$ » :

$$W = \iint_S \vec{l} \cdot \vec{N} \, dS = \sum_{T_{réels}} \left(\iint_{T_{réels}} \vec{l} \cdot \vec{N} \, dS \right) \quad \text{Éq. 12}$$

Ensuite, pour les simulations numériques, on doit passer de l'élément réel ($T_{réels}$) à l'élément de référence (T_{ref}) en introduisant la transformation suivante où « $detJ$ » est le déterminant du Jacobien :

$$dS = detJ(\xi, \eta) \, d\xi d\eta \quad \text{Éq. 13}$$

Ce qui donne :

$$W = \sum_{T_{réels}} \left(\iint_{T_{ref}} \vec{l}(\xi, \eta) \cdot \vec{N}(\xi, \eta) \, detJ(\xi, \eta) \, d\xi d\eta \right) \quad \text{Éq. 14}$$

On établit la relation entre le système de coordonnées classiques « x, y, z » et le système de coordonnées paramétriques de surface « ξ, η ». Cette relation est définie par le système de coordonnées transformées suivant :

$$\vec{X}(\xi, \eta) = \begin{cases} x(\xi, \eta) \\ y(\xi, \eta) \\ z(\xi, \eta) \end{cases} \quad \text{Éq. 15}$$

La forme générale du $\det J(\xi, \eta)$ est égale à la norme du produit vectoriel entre le vecteur dérivé des coordonnées « x, y, z » par rapport à « ξ » puis à « η » :

$$\det J(\xi, \eta) = \left\| \frac{\partial \vec{X}}{\partial \xi} \times \frac{\partial \vec{X}}{\partial \eta} \right\| \quad \text{Éq. 16}$$

Dans le cas où le triangle est linéaire à trois nœuds « $n1, n2, n3$ » et possède trois résultats vectoriels « $I1, I2, I3$ », on obtient les équations suivantes. Les fonctions d'interpolations sont tirées de la référence [23] :

$$\vec{X}(\xi, \eta) = \begin{cases} x(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)x_1 + \xi x_2 + \eta x_3 \\ y(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)y_1 + \xi y_2 + \eta y_3 \\ z(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)z_1 + \xi z_2 + \eta z_3 \end{cases} \quad \text{Éq. 17}$$

$$\vec{I}(\xi, \eta) = \begin{cases} I_x(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)I_{1x} + \xi I_{2x} + \eta I_{3x} \\ I_y(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)I_{1y} + \xi I_{2y} + \eta I_{3y} \\ I_z(\xi, \eta) = (1 - \xi - \eta)I_{1z} + \xi I_{2z} + \eta I_{3z} \end{cases} \quad \text{Éq. 18}$$

Dans le cas spécifique du triangle linéaire, le déterminant du Jacobien est égal à deux fois l'aire du triangle « S_{tri} », on encore la norme du produit vectoriel :

$$\det J = \|\overline{n_1 n_2} \times \overline{n_1 n_3}\| = 2 S_{tri} \quad \text{Éq. 19}$$

Puisque la grandeur de la norme est la suivante :

$$\vec{N}(\xi, \eta) = \frac{\overline{n_1 n_2} \times \overline{n_1 n_3}}{\|\overline{n_1 n_2} \times \overline{n_1 n_3}\|} \quad \text{Éq. 20}$$

Certains facteurs sont éliminés et on obtient pour le triangle linéaire:

$$W = \sum_{T_{réels}} \left(\iint_{T_{ref}} \vec{I}(\xi, \eta) \cdot (\overline{n_1 n_2} \times \overline{n_1 n_3}) d\xi d\eta \right) \quad \text{Éq. 21}$$

L'intégration numérique avec trois points de Gauss « *ngauss* », ou points d'intégration prend la forme suivante :

$$W = \sum_{T_{réels}} \sum_{r=1}^{ngauss} w_r \vec{I}(\xi_r, \eta_r) \cdot (\overline{n_1 n_2} \times \overline{n_1 n_3}) \quad \text{Éq. 22}$$

Où les facteurs aux points d'intégration sont :

$$w_1 = \frac{1}{6} \quad \xi_1 = \frac{1}{6} \quad \eta_1 = \frac{1}{6}$$

$$w_2 = \frac{1}{6} \quad \xi_2 = \frac{2}{3} \quad \eta_2 = \frac{1}{6}$$

$$w_3 = \frac{1}{6} \quad \xi_3 = \frac{1}{6} \quad \eta_3 = \frac{2}{3}$$

Dans le cas d'un triangle quadratique à six nœuds « $n1, \dots, n6$ » où on a six résultats vectoriels « $I1, \dots, I6$ » on obtient les équations suivantes:

$\bar{X}(\xi, \eta)$

Éq.23

$$= \begin{cases} x(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)x_1 + 4\xi(1 - \xi - \eta)x_2 - \xi(1 - 2\xi)x_3 + 4\xi\eta x_4 - \eta(1 - 2\eta)x_5 + 4\eta(1 - \xi - \eta)x_6 \\ y(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)y_1 + 4\xi(1 - \xi - \eta)y_2 - \xi(1 - 2\xi)y_3 + 4\xi\eta y_4 - \eta(1 - 2\eta)y_5 + 4\eta(1 - \xi - \eta)y_6 \\ z(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)z_1 + 4\xi(1 - \xi - \eta)z_2 - \xi(1 - 2\xi)z_3 + 4\xi\eta z_4 - \eta(1 - 2\eta)z_5 + 4\eta(1 - \xi - \eta)z_6 \end{cases}$$

$\bar{I}(\xi, \eta)$

Éq.24

$$= \begin{cases} I_x(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)I_{1x} + 4\xi(1 - \xi - \eta)I_{2x} - \xi(1 - 2\xi)I_{3x} + 4\xi\eta I_{4x} - \eta(1 - 2\eta)I_{5x} + 4\eta(1 - \xi - \eta)I_{6x} \\ I_y(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)I_{1y} + 4\xi(1 - \xi - \eta)I_{2y} - \xi(1 - 2\xi)I_{3y} + 4\xi\eta I_{4y} - \eta(1 - 2\eta)I_{5y} + 4\eta(1 - \xi - \eta)I_{6y} \\ I_z(\xi, \eta) = (-1 + \xi + \eta)(-1 + 2\xi + 2\eta)I_{1z} + 4\xi(1 - \xi - \eta)I_{2z} - \xi(1 - 2\xi)I_{3z} + 4\xi\eta I_{4z} - \eta(1 - 2\eta)I_{5z} + 4\eta(1 - \xi - \eta)I_{6z} \end{cases}$$

Cette fois, il n'y a pas cas particulier comme au cas du triangle linéaire. Il faut donc partir de l'Éq. 14 et utiliser la forme générale du « $det J$ » de l'Éq. 16.

$$W = \sum_{T_{réels}} \sum_{r=1}^{n_{gauss}} w_r \vec{I}(\xi_r, \eta_r) \cdot \vec{N}(\xi_r, \eta_r) det J(\xi_r, \eta_r) \quad \text{Éq. 25}$$

Pour six points d'intégration, les facteurs sont :

$$w_1 = Pt2 \quad \xi_1 = b \quad \eta_1 = b$$

$$w_2 = Pt2 \quad \xi_2 = 1 - 2b \quad \eta_2 = b$$

$$w_3 = Pt2 \quad \xi_3 = b \quad \eta_3 = 1 - 2b$$

$$w_4 = Pt1 \quad \xi_4 = a \quad \eta_4 = 1 - 2a$$

$$w_5 = Pt1 \quad \xi_5 = a \quad \eta_5 = a$$

$$w_6 = Pt1 \quad \xi_6 = 1 - 2a \quad \eta_6 = a$$

Où les valeurs des variables sont:

$$Pt1 = 0.11169079483905$$

$$Pt2 = 0.0549758718227661$$

$$a = 0.445948490915965$$

$$b = 0.091576213509771$$

La seconde est possible lorsque le son est considéré comme une onde plane (Éq. 33), par exemple dans le cas du tuyau représentant la source de bruit du ventilateur. Seulement deux points de mesures de pressions (ou valeur de pression aux deux nœuds) sont nécessaires pour calculer l'onde incidente, l'onde réfléchie ainsi que l'onde transmise. La Figure 25 présente une source émettant une onde incidente « W_{inc} » en direction d'une paroi où elle est ensuite réfléchie « W_{ref} ». Une partie est dissipée « W_{diss} » par cette paroi puis le reste est transmis à travers « W_{trans} ». Dans le cas de simulation présente, la paroi jaune est la grille avec les cristaux soniques.

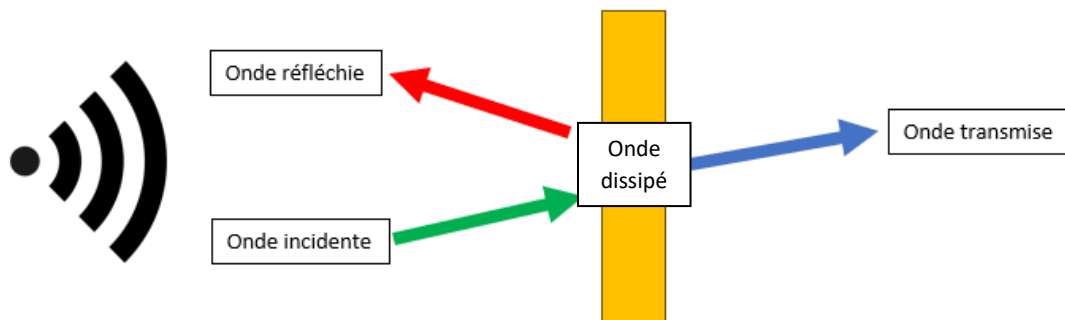


Figure 25: Onde incidente, réfléchie et transmise

$$W_{inc} = W_{ref} + W_{diss} + W_{trans}$$

Éq. 26

En laboratoire, la mesure de la transmission sonore est obtenue en divisant la puissance transmise mesurée « W_{trans} » en divisant par la puissance incidente « W_{inc} ».

$$T = W_{trans} / W_{inc} \quad \text{Éq. 27}$$

Un point intéressant est que la puissance acoustique totale est constante dans un système. Modifier ce qui se trouve à l'intérieur, par exemple la grille causant une perte de transmission, revient à modifier la puissance de la source. Puisqu'elle est constante, la mesurer à l'une ou l'autre des conditions limites correspond au même résultat. La surface étant grande, l'intensité sera moindre. Une surface étant petite, l'intensité sera grande. Mesurer cette puissance sur la surface d'entrée et de la comparer avec celle de la surface de sortie permet de valider la conformité du résultat numérique.

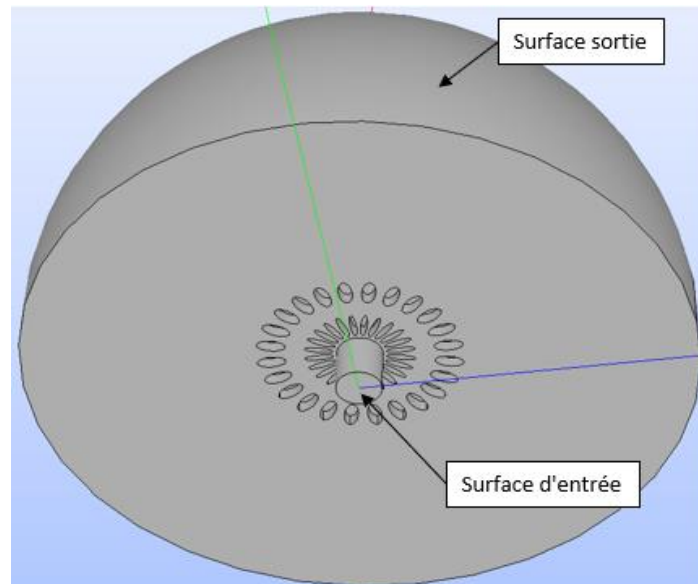


Figure 26: Surfaces servant au calcul de la puissance acoustique

Puisque la puissance est constante dans le système ou dans la simulation numérique, il faut calculer la puissance en entrée (puissance incidente ou onde incidente) à partir l'équation de l'onde plane, puis la puissance en sortie avec l'intensité. L'équation de l'onde plane permet de séparer l'onde incidente de l'onde réfléchie et ainsi obtenir la puissance en entrée, comme lors de la mesure en laboratoire. La puissance transmise (sortie) divisé par la puissance incidente (entrée) donne la perte par transmission (Éq. 27). Autrement dit, si la puissance est mesurée avec l'intensité à l'entrée, elle se trouve à être l'onde incidente divisé par l'onde réfléchie, d'où la puissance constante dans le système entre l'entrée et la sortie (Éq. 28). De plus, dans le cas des simulations présentes, il n'y a pas d'onde dissipée. Cette puissance est généralement reliée aux matériaux poreux. Elle est donc nulle.

$$W_{inc} = W_{ref} + W_{trans} \quad \text{Éq. 28}$$

En connaissant l'indice de réflexion avec l'onde plane, il est possible d'isoler la puissance incidente de l'Éq. 28. Puis divisant cette équation de bilan énergétique par « W_{inc} », nous obtenons le coefficient de réflexion en puissance « R » et le coefficient de transmission en puissance « T ».

$$1 = R + T \quad \text{Éq. 29}$$

Avec le coefficient de transmission « T », le calcul de la perte par transmission « TL » est :

$$TL = -10 \log (T) \quad \text{Éq. 30}$$

3.1.6. Optimisation

L'optimisation est le cœur de cette étude puisque la configuration optimale de la grille devra réduire le niveau de bruit tout en conservant une ventilation adéquate. Ce type de résultat est difficilement atteignable par essais-erreur. De plus, plusieurs paramètres entrent en jeu tels que l'aéroacoustique et les relations impliquées ne sont pas nécessairement linéaires ou simples. Il faut donc utiliser une méthode d'optimisation appropriée.

Les plans d'expériences sont une solution intéressante à ce problème. Ceux dit plans complets sont fastidieux puisqu'ils font varier chacun des paramètres à chacun de leurs niveaux. Par exemple, dans un cas où cinq paramètres auraient cinq niveaux, il résulterait 3125 expérimentations, soit 5^5 . Cependant, ils permettent de quantifier l'influence et les relations entre les paramètres, ce qui s'avère fort utile pour simplifier les cas d'études futures. Le plan pourrait être utilisé pour démarrer avec deux ou trois paramètres.

D'un autre côté, certains plans vont établir une surface de réponse, ou métasurface, et chercher les extremums possibles entre les résultats. Cette méthode est moins coûteuse en expérimentation, mais ne donne pas directement l'influence ou la relation entre les paramètres, seulement une solution optimale. Pour un cas de cinq paramètres à cinq niveaux, il résulte seulement 25 expérimentations. Pour les études complexes où les interactions entre les paramètres sont négligeables, ces plans admettent de couvrir une plus grande plage de recherche à faible coût.

3.1.7. Synthèse

En somme, avec les différentes étapes de la méthodologie présentées, il est possible de boucler une méthode automatique d'optimisation efficace. À partir d'un fichier de paramètres contenant les informations nécessaires tel que la forme de grille et des cristaux, il est possible de lancer la modélisation et le maillage. Par la suite, ce maillage va servir aux simulations numériques acoustiques et ventilations. Suite aux résultats de la MEF, il est possible d'en faire le post-traitement. Puis avec cette puissance acoustique et la perte de charge en banque, le plan d'expérience peut être rempli. De la sorte, une grille optimisée en ventilation et en bruit pourra passer à l'étape de fabrication et validation tout en ayant économisé temps et argent. C'est ce que représente la Figure 27.

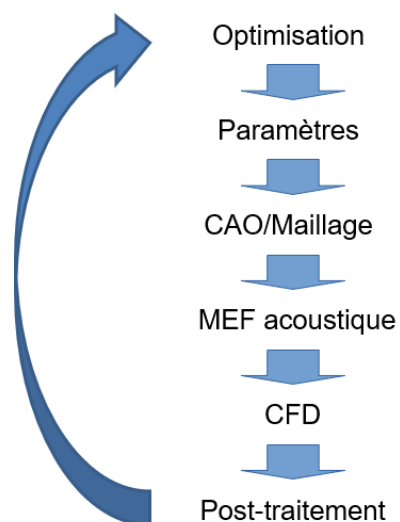


Figure 27: Méthodologie

3.2. Implémentation

La section d'implémentation présente plus en détail les logiciels utilisés. L'accessibilité grandissante aux logiciels de calculs numériques à code libre (*open source*) ainsi que l'amélioration continue de la performance des ordinateurs permettent d'utiliser ces outils maintenant à plus faible coût. Il serait également possible d'avoir un même logiciel qui s'occupe de la boucle complète, mais ces solutions s'avèrent plus coûteuses et ne sont pas open-source, donc il est souvent difficile de comprendre les calculs et méthodes de résolution utilisés puisqu'ils ne sont pas accessibles.

Le but étant d'utiliser les scripts permettant la modélisation de la grille dans son environnement puis d'y ajouter les différentes conditions aux limites pour les logiciels de résolution. La MEF acoustique servant à résoudre le niveau de bruit transmis et la CFD pour les pertes de charge. Finalement, l'optimisation déterminera la meilleure solution pouvant passer au prototypage et à la validation en laboratoire.

3.2.1. Paramétrisation (scripts)

Afin de rendre ce projet adaptable pour différentes situations futures, il a été décidé d'automatiser le processus d'optimisation au complet. La suite de logiciels utilisés provient en partie de la compagnie d'Électricité De France (EDF) et est entretenue par une vingtaine d'entreprises gravitant autour d'EDF. Ces logiciels interagissent à l'aide de routines en langage

de programmation Python, un type de code accessible et gratuit. De plus, les logiciels seront installés sur Linux Ubuntu 20.04LTS, donc une partie du code utilisé sera en Bash.

Le script d'entrée est en Python et permet de choisir :

- Les composantes à modéliser et leurs paramètres
- Les paramètres de maillage
- Les conditions limites du logiciel de calcul par éléments finis (*Finite Element Analysis* ou FEA) Code_Aster utilisé pour la résolution de la puissance acoustique
- Les conditions limites d'OpenFOAM, logiciel de calcul pour la perte de charge (*Computational Fluid Dynamics* ou CFD).
- Les options de post-traitement
- Etc.

3.2.2. Modélisation et maillage

La modélisation est faite automatiquement par Salome, un logiciel de CAO (Conception Assistée par Ordinateur). Ce type de logiciel permet de modéliser en trois dimensions un cas réel que l'on veut représenter et par la suite simuler. Cette modélisation est automatique parce qu'il est possible d'utiliser Salome par script en Python. La méthodologie est la même que lorsque l'utilisateur clique à différents endroits dans le logiciel pour dessiner les formes, mais par ligne de code. Ainsi, avec quelques lignes de code, l'utilisateur peut utiliser le logiciel sans aller cliquer physiquement à chaque endroit afin de réaliser sa pièce. Puisque plusieurs représentations

peuvent être lancées, cette tâche peut consommer beaucoup de temps. Ainsi, avec les scripts, seulement quelques variables sont nécessaires à changer pour obtenir un nouveau modèle.

De plus, Salome peut faire le maillage. Dans ce cas-ci, un maillage de type linéaire sera produit à partir du CAO pour être utilisé avec OpenFOAM qui est un logiciel par volumes finis. Dans le cas de Code_Aster, le maillage produit est quadratique, permettant une convergence plus rapide des résultats. La Figure 28 présente un modèle ainsi que son maillage.

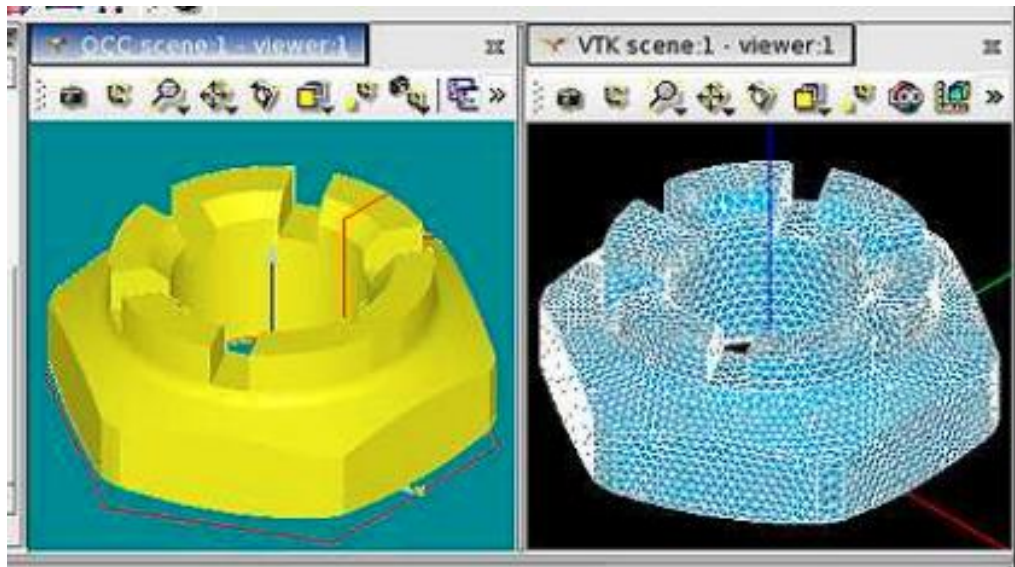


Figure 28: Salome CAD et maillage [24]

3.2.3. Calculs acoustiques (Code_Aster)

Le logiciel par éléments finis Code_Aster fait partie de la suite de logiciels offerts par EDF et est le choix de ce projet pour la résolution de la puissance acoustique. Ceci s'explique parce c'est un logiciel de qualité, qu'il est paramétrable et gratuit. Ainsi, tout ce qui sera développé pour l'utiliser dans le futur ne nécessitera pas de renouvellement de licence donc une certaine pérennité est assurée. Il est possible de l'utiliser uniquement par terminal (en code) ou encore d'avoir une interface graphique. Dans le cas de ce projet, puisque tout est automatisé, l'usage par terminal est requis. Aussi, ce logiciel pourra effectuer des calculs de résonance, de résistance mécanique ou autre. Une maîtrise de cet outil sera un atout.

Code_Aster va permettre de calculer l'acoustique à l'aide de la perte par transmission (TL) sans tenir compte de l'aéroacoustique. Puisque ce ventilateur ne fait que 110 CFM dans un conduit de 4", le bruit de ventilation est supposé négligeable à priori (les tests de validation le confirmeront) et la perte de charge sera calculée avec un autre logiciel afin de s'assurer de la performance de l'écoulement de l'air. Dans le but de démontrer à quoi ressemble une pression acoustique tirée du logiciel Code_Aster, la Figure 29 présente les zones de pression acoustique à l'intérieur d'un résonateur.

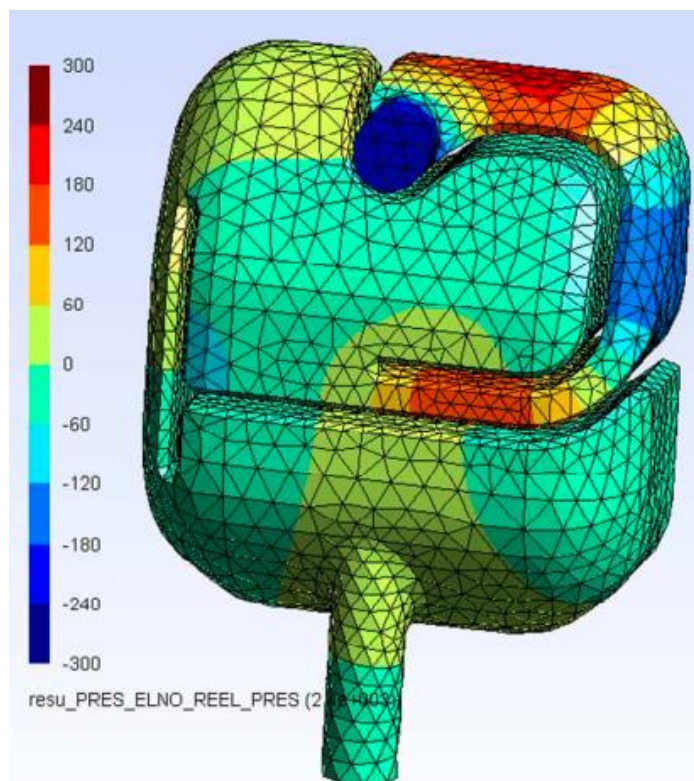


Figure 29: Exemple de champ de pression acoustique d'un résonateur à l'aide de Code_Aster [25]

3.2.4. Calculs des pertes de charge (OpenFOAM)

Le but de ce projet est de diminuer le bruit émis par le ventilateur. Cependant, si trop de restriction ou de perte de charge est causée par la grille de ventilation, le ventilateur tournera plus rapidement et ainsi émettre plus de bruit. Il est donc important de prévoir les pertes dans le système. Ceci se fera avec OpenFOAM, un autre logiciel gratuit paramétrable par script. OpenFOAM est maintenu par le groupe OpenCFD depuis près d'une vingtaine d'années et est utilisé par des industriels, des institutions académiques ou même des particuliers. Il permet de résoudre plusieurs problèmes telles que l'écoulement des fluides, les réactions chimiques, le transfert thermique, l'acoustique, etc.

Il serait même possible de faire de l'aéroacoustique avec ce dernier (bruit causé par l'écoulement), mais le temps de calcul serait beaucoup trop long pour ce projet et pour de faibles débits comme dans le cas présent, n'affectera pas grandement les estimations. La Figure 30 présente une vue en coupe d'un ventilateur à l'intérieur de sa volute. L'air est aspiré par le centre, puis expulsé par la sortie à droite de l'image. Les différentes couleurs représentent la grandeur de la vitesse de l'air.

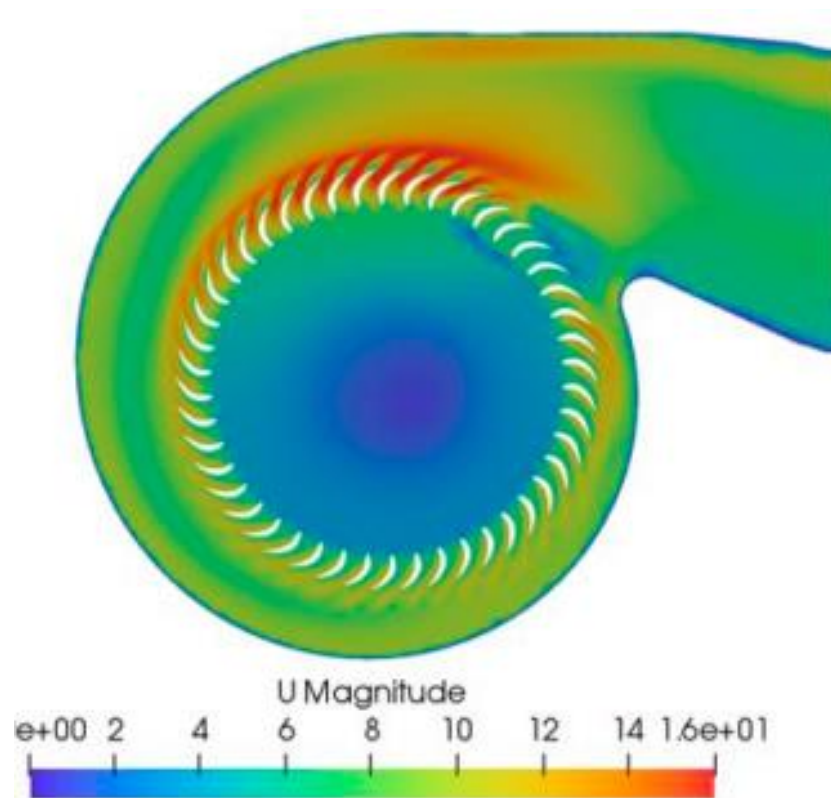


Figure 30: Exemple de vitesse de l'écoulement de l'air d'un ventilateur à l'aide d'OpenFOAM [26]

3.2.5. Post-traitement (MAGiC)

Afin d'optimiser la grille, deux données sont importantes : la perte de charge ainsi que la perte par transmission. Pour la perte de charge, OpenFOAM donne directement la valeur. Cependant, Code_Aster exporte seulement la pression acoustique ou l'intensité. Il est donc nécessaire de passer par une étape de traitement des données pour obtenir la perte par transmission. Ceci sera effectué à l'aide de la plateforme de développement Maillages Automatiques de Géométries intégrés à la CAO (MAGiC) de l'Équipe de Recherche en Intégration CAO Calcul (ÉRICCA) [27] de l'Université du Québec à Trois-Rivières (UQTR). MAGiC est développé par les professeurs Vincent François et Jean-Christophe Cuillière, ainsi que des étudiants à la maîtrise et au doctorat. Cette plateforme ne nécessite que le modèle au préalable. Il est possible par la suite d'y faire le maillage, la préparation pour les éléments finis, utiliser Code_Aster pour la résolution, récupérer les résultats et en faire le post traitement ou encore une optimisation de topologie. De récents ajouts permettent même de récupérer un maillage ayant été optimisé topologiquement et de le retourner sous forme de modèle.

Pour ce projet, MAGiC permet d'aller chercher les résultats exportés par Code_Aster puis effectuer les calculs de post-traitement acoustique sur les éléments du maillage. Une partie de code devra être implémentée afin de lire le fichier résultat de Code_Aster et de l'importer dans la structure puisque le modèle et le maillage sont créés dans Salome au préalable.

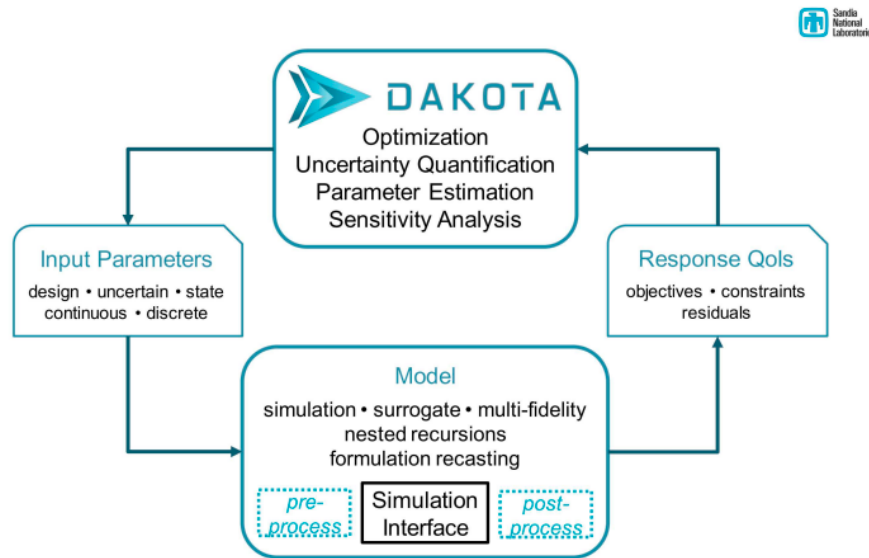
3.2.6. Optimisation (Dakota)

L'optimisation de ce projet sera faite à l'aide du logiciel Dakota de la compagnie Sandia National Laboratories. Cette compagnie agit comme contractant pour le U.S. Department of Energy's National Nuclear Security Administration (NNSA). L'équipe de Sandia se spécialise dans la science et la technologie dans différents domaines tels que l'équipement nucléaire ou l'énergie nucléaire. Ce logiciel open source est utilisé par de grandes compagnies telles que Lockheed Martin et la NASA. Il permet de changer certaines variables à l'intérieur des scripts de façon automatisée et de relancer ces derniers. De cette façon, il est possible de rouler différents plans d'expériences, de trouver les paramètres influents puis de créer des métamodèles permettant de trouver les optimums selon les fonctions objectifs.

Ce logiciel va permettre d'effectuer plusieurs tests de façon numérique, paramétrable et automatique. Ainsi, lorsque tous les scripts sont codés, Dakota peut gérer la boucle d'optimisation. Il sera donc possible de simuler différents cas comme des ventilateurs de salle de bain ou encore des hottes de cuisine. La différence sera le script d'entrée puis ce qu'il sera demandé à Dakota.

Dans le cadre de ce projet, Dakota permet de modifier les variables des paramètres du plan d'expérience à même le script qui génère le modèle. De cette façon, la boucle peut s'opérer (Figure 31). Il récupère également les résultats de perte par transmission et la perte de charge et

s'occupe aussi du plan d'expérience, que ce soit un plan complet ou encore toutes sortes d'autres plans simplifiés.



Available at <https://dakota.sandia.gov>

Figure 31: Méthode Dakota [28]

3.2.7. Plan d'expérience complet (3^3)

Le plan d'expérience est une méthode qui permet d'établir une stratégie d'expérimentation afin d'en retirer les paramètres influents et ainsi optimiser le résultat. Un plan factoriel complet est l'option la plus exhaustive puisqu'elle impose d'évaluer chaque paramètre à chacune de ses variations ou niveau. Ainsi, un cas qui possède 5 paramètres ayant 5 niveaux totalisera 3125 expérimentations (5^5). En revanche, un plan complet permet d'évaluer les interactions entre chacun des paramètres, permettant de comprendre pleinement le cas étudié. Cependant,

plusieurs plans d'expériences tels que ceux de Taguchi estiment que les interactions de haut niveau ou impliquant plusieurs paramètres sont moins probables et qu'on peut simplifier l'expérimentation en les ignorant. Par exemple, pour 5 paramètres, il serait rare d'obtenir un cas particulier impliquant une valeur précise de chacun de ses paramètres. Généralement, les interactions plus communes seraient à des ordres plus faibles, tels qu'entre deux ou trois paramètres.

Une étude préliminaire complète avec trois paramètres et trois niveaux, donc 27 expériences, sera conduite afin de valider cette théorie. Si cette dernière est concluante, un plan simplifié avec plus de paramètres pourra être effectué. Le ratio de longueur, le ratio de largeur (Figure 55) ainsi que la hauteur au centre du dôme (Figure 32) seraient les plus importants à observer en premier lieu.

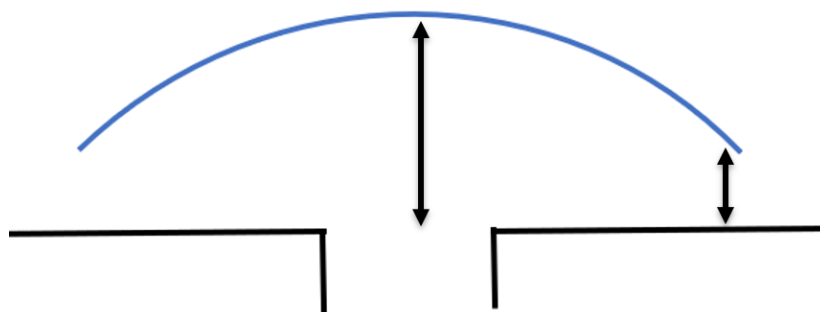


Figure 32: Hauteur au centre et en périphérie du dôme

3.2.8. Plan d'expérience ou plan numérique (OA LHS)

Il a été établi de faire un plan d'expérience afin d'optimiser la grille de ventilation. Ici, les expérimentations seront numériques, d'où le plan numérique. Une liste de paramètres géométriques sera choisie ainsi qu'une plage de variation de ces derniers permettant de créer un plan. Par la suite, ce sera Dakota qui va choisir l'échantillonnage à l'aide du *Orthogonal Array Latin Hypercube Sampling* (OA LHS). Par la suite, il va générer un fichier de résultats qui pourront être utilisés pour créer un métamodèle. Puisqu'une image vaut mille mots, voici un OA LHS (Figure 33). Ici, l'axe x pourrait être associé à différents paramètres géométriques et l'axe y à différentes valeurs de ces paramètres. L'algorithme échantillonne de façon statistique à travers cette plage de données et génère des résultats, tels qu'une analyse de variance (ANOVA).

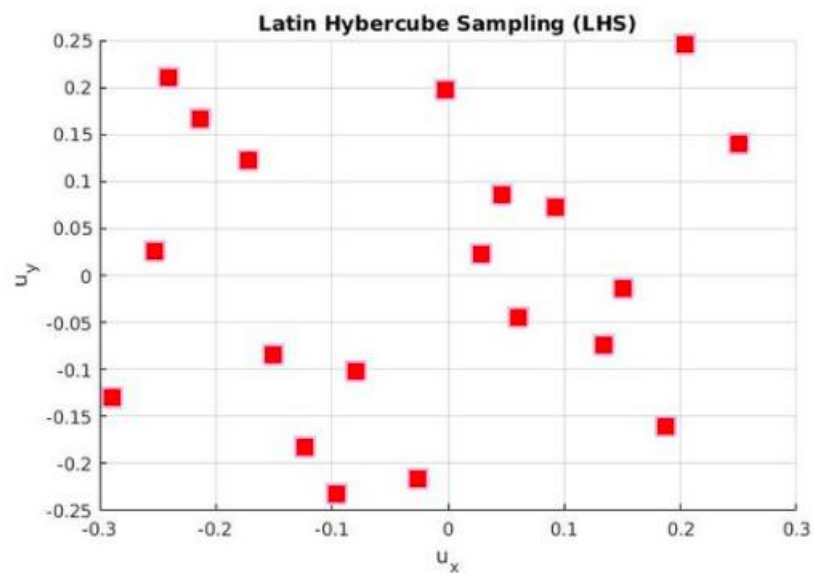


Figure 33: Exemple d'un OA LHS [29]

3.2.9. Métamodèle (EGO)

Le métamodèle sert à optimiser parmi les résultats du plan d'expérience. L'*Efficient Global Optimization* (EGO) part des résultats du LHS et tente de faire des prédictions. Sur la Figure 34, cette prédiction est la ligne noire puis les zones grises sont la plage d'erreur estimée. Lorsqu'elle trouve son optimum (les cercles), elle relance une boucle de calcul (FEA et CFD) afin de valider ses prédictions. Si l'erreur est à l'intérieur de la tolérance demandée, elle arrête. Dans le cas contraire, elle retente des prédictions avec maintenant de nouvelles données en banque, puis le cycle continue. C'est ce résultat optimal qui sera observé puis relancé afin de valider les résultats. Si c'est concluant, il passera à l'étape du prototypage.

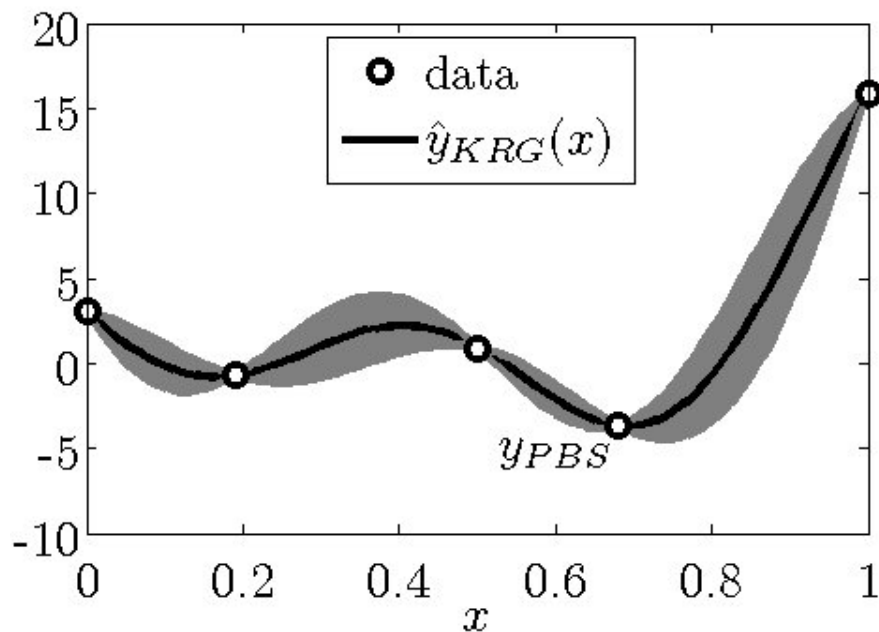


Figure 34: Exemple d'EGO [30]

3.2.10. Résumé de la méthodologie

Voici un petit résumé de la méthodologie sous forme graphique (Figure 35) afin de bien représenter la boucle à effectuer pour l'optimisation. Les scripts sont en Python et en Bash et s'occupent de lancer les étapes. Salome modélise et maille, Code_Aster effectue la résolution acoustique du problème puis OpenFOAM, la partie écoulement. Le post-traitement est effectué avec l'aide de MAGiC et finalement, Dakota modifie les scripts et gère le plan d'expérience.

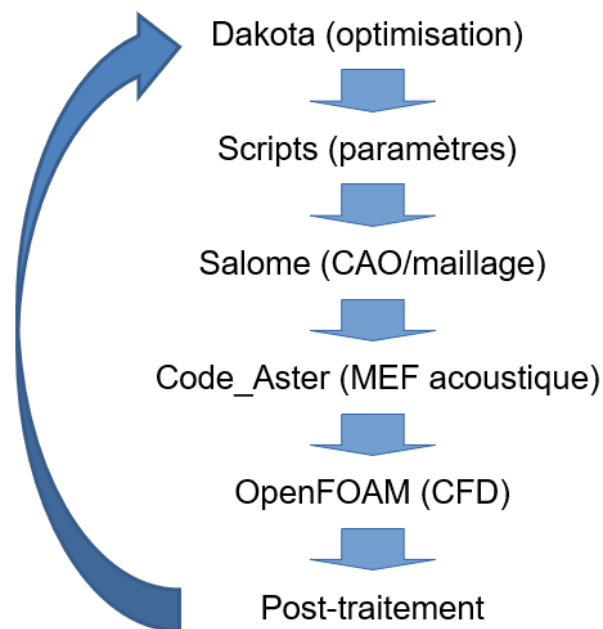


Figure 35: Résumé de la méthodologie

3.3. Validation

Tous ces outils numériques sont performants à condition qu'ils soient alimentés par de bonnes données et que le cas réel est validé. Cette section présente les différentes méthodes utilisées pour explorer le comportement acoustique des résonateurs et de valider les modèles.

3.3.1. Le tube d'impédance ou tube de Kundt

Le tube de Kundt (Figure 36) est un équipement utilisant les ondes stationnaires ou planes afin de faire des mesures d'ondes incidentes par exemple, ayant pour but de qualifier des matériaux ou assemblages affectant le niveau sonore. Il peut avoir une forme ronde ou carrée et se compose en trois sections : l'entrée où se situe un haut-parleur, le milieu ayant les microphones servant à l'acquisition des données sonores et la fin où est le milieu acoustique à caractériser.

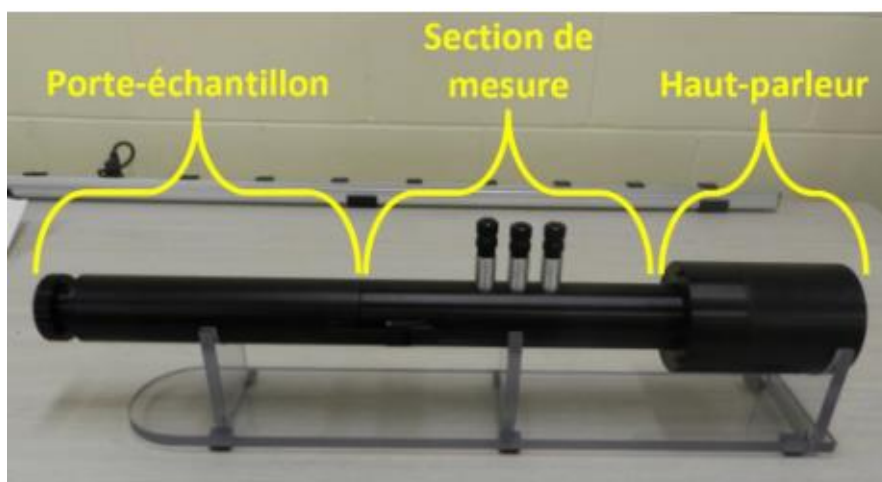


Figure 36: Tube de Kundt ou tube d'impédance [31]

Dans ce cas (Figure 37), les simulations acoustiques sont effectuées sur un tube de Kundt carré avec deux microphones à l'entrée et deux à la sortie. Pour la simulation, ils sont représentés par des nœuds du maillage où est observée la pression réelle et complexe. La section du milieu sert à positionner l'atténuateur de bruit testé. De cette façon, il est possible de calculer la perte par transmission. Le but de cette étude est de vérifier que les conditions aux limites correspondent au modèle qui sera utilisé pour l'optimisation des grilles de ventilation. Ces nœuds ou microphones sont montés par paires et sont annotés \bar{p}_1 et \bar{p}_2 . L'avantage du tube carré versus un circulaire est qu'il est plus simple de monter des cristaux soniques puisqu'il offre une surface plane où les positionner.

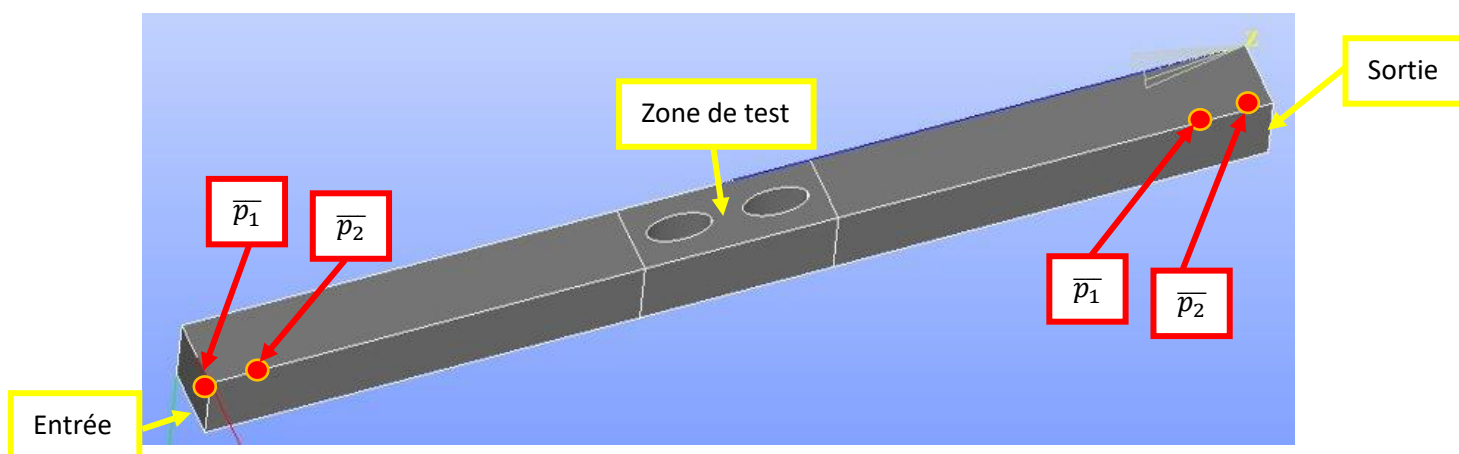


Figure 37: CAD du tube de Kundt

Il est important de noter que le tube de Kundt possède une portée de mesure limitée quant aux fréquences mesurées. La limite supérieure est la fréquence de coupure, où la

propagation des ondes ne sera plus plane, due au diamètre ou à la taille de la section du tube. Elle se calcule pour un tube carré avec la formule ci-dessous où « l » est la longueur d'un côté du carré en mètres. [31]

$$f_{max} = \frac{172}{l} \quad \text{Éq. 31}$$

La limite inférieure « f_{min} » quant à elle est due à l'espacement microphonique « S_{mic} » (causé par la sensibilité des microphones) en mètres et la célérité « c » en mètres par secondes. Plus la fréquence de l'onde est basse, plus la longueur d'onde est grande donc plus les microphones sont distancés l'un de l'autre. On peut définir cette limite inférieure avec la formule ci-dessous. Cependant, cette simulation étant numérique et ayant une précision double (plusieurs décimales), elle ne s'applique pas.

$$f_{min} = \frac{0.01 c}{S_{mic}} \quad \text{Éq. 32}$$

Dans ce cas, la sélection s'est arrêtée sur un tube carré d'une dimension de 3" x 3" avec une distance microphonique de 0,591" (0,015 m), offrant une plage de mesure entre 250 Hz et 2000 Hz. Puisque qu'il est supposé qu'avec cette dimension de tube que l'onde sera plane, la méthode de résolution utilisée est celle de l'onde incidente d'amplitude complexe « \bar{A} » et de

l'onde réfléchi d'amplitude complexe « \bar{B} », puis « \bar{R} » est le coefficient de réflexion complexe de l'onde réfléchi sur l'onde incidente. Les équations sont les suivantes. Les lettres « x_1 » indiquent la position sur l'axe pour « \bar{p}_1 », « S_{mic} » est la distance entre les microphones et « \bar{H}_{12} » est le rapport des pression acoustiques de \bar{p}_2 sur \bar{p}_1 . La résolution se trouve dans l'annexe.

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}_1}{e^{-jkx_1} + \bar{R}e^{jkx_1}} \quad \text{Éq. 33}$$

$$\bar{R} = \frac{e^{-jkS_{mic}} - \bar{H}_{12}}{\bar{H}_{12} - e^{jkS_{mic}}} e^{-j2kx_1} \quad \text{Éq. 34}$$

Le premier paramètre est la taille du maillage. Afin d'identifier les valeurs adéquates, un test de convergence sera effectué. En partant avec l'hypothèse qu'il faut au moins 10 nœuds par longueur d'onde puis la taille sera diminuée de moitié à chaque étape, jusqu'à ce qu'il y ait convergence des résultats. Dans ce cas-ci, une fréquence de 1600 Hz est sélectionnée puisque c'est une bande de tiers d'octave qu'il faut cibler régulièrement lors de projets d'atténuation de bruit. De plus, elle permet de ne pas être trop longue pour nécessiter une grande pièce à mailler ni trop courte pour avoir un maillage extrêmement petit. La longueur d'onde acoustique se calcule ainsi.

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad \text{Éq. 35}$$

Donc, pour 1600 Hz, la longueur d'onde est de 0,213 m ou 8,366". Puisqu'elle est modélisée en mesure impériale et que le but est d'avoir au moins 10 nœuds par longueur d'onde, la taille des mailles maximales doit être inférieure à 0,836". Pour les mailles minimales, la valeur de départ sera de 15 nœuds par maille, donc environ 0,5".

Le maillage sera raffiné aux endroits cruciaux comme l'entrée et la sortie afin de s'assurer d'avoir suffisamment de nœuds pour respecter la distance microphonique ainsi qu'aux atténuateurs qui seront insérés dans la section du milieu. La figure ci-dessous présente un exemple de maillage sur un tube de 1.5" x 1.5".

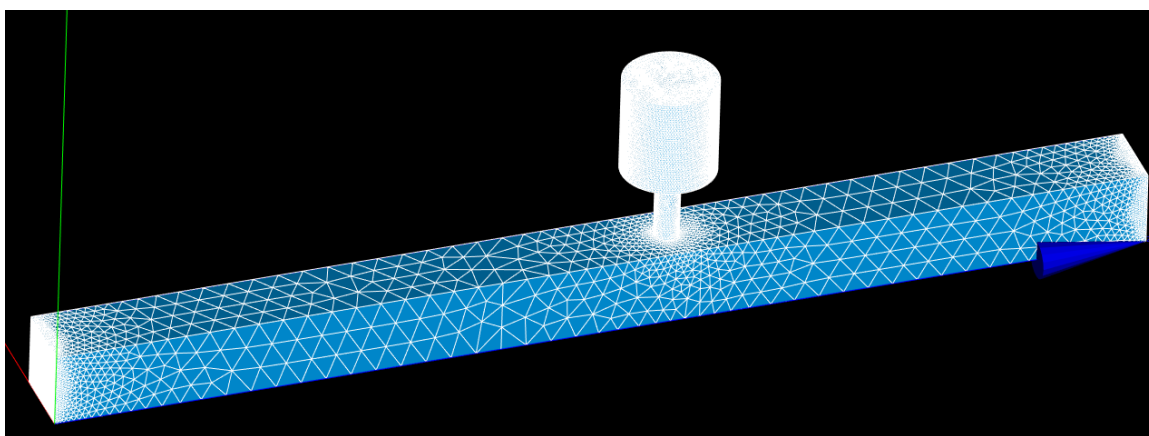


Figure 38: Exemple de maillage

Le dernier point est les conditions aux limites, soit celles imposées à l'entrée et à la sortie du tube. Il y a trois possibilités :

- Pressions
- Vitesse
- Impédance

Une autre condition est appliquée aux autres parois du modèle, celle de la vitesse acoustique nulle. Ceci représente une paroi rigide. Afin de s'assurer que tous les cas fonctionnent, différentes combinaisons seront testées et comparées avec un calcul théorique. Les valeurs résultantes sont présentées dans cette section, cependant les démarches des calculs théoriques (valeur de A , B et les modes) sont présentées en annexe. Pour ne pas alourdir le document inutilement, seulement le premier calcul est présenté intégralement en annexe puisque la méthode est quasiment identique d'une résolution à l'autre. Également, les résultats des manipulations des calculs théoriques ont été contre-validés avec le langage de programmation Python à l'aide de la librairie Sympy.

Aussi, pour les cas n'ayant pas de terminaison anéchoïque (condition limite à la sortie soit de pression zéro ou de vitesse zéro), la matrice d'amortissement doit être retirée. De plus, les cas des résonateurs sont tous en conditions aux limites de pression (1 Pa) en entrée et en terminaison anéchoïque à la sortie (impédance ρc).

3.3.1.1. Cas 1 – tube d'impédance

Les conditions limites établies pour le calcul sont :

Entrée : pression (1 Pa)

Sortie : vitesse (0 m/s), simule un tuyau au fond rigide

Fréquence : 1600 Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}}{1 + e^{-2ikt}} \quad \text{Éq. 36}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{p} e^{-2ikt}}{1 + e^{-2ikt}} \quad \text{Éq. 37}$$

Tableau 3: Validation cas 1

Terme	Résolution théorique		Résolution Code_Aster	
	Réelle	Complexe	Réelle	Complexe
A:	0,5	-1,5001	0,5002	-1,5777
B:	0,5	1,5001	0,5002	1,5777

Les neuf autres cas sont présentés en annexe pour ne pas alourdir cette section.

3.3.1.2. Résultats

Pour résumer le tout, les résultats des calculs théoriques ainsi que les résultats de Code_Aster concordent. Cependant, certains cas reviennent au même. Il est donc nécessaire de comparer des résultats entre eux afin de s'assurer de la validité des tests. Ils sont présentés dans les tableaux suivants.

Tableau 4: Pression en entrée et sortie à bout fermé

	Résolution Code_Aster			
	Réelle (A)	Complexe (A)	Réelle (B)	Complexe (B)
Cas 1	0,5002	-1,5777	0,5002	1,5777
Cas 7	0,5002	-1,5777	0,5002	1,5777

Tableau 5: Pression en entrée et sortie dans l'air libre

	Résolution Code_Aster			
	Réelle (A)	Complexe (A)	Réelle (B)	Complexe (B)
Cas 2	0,5013	-1,5792	-0,5013	-1,5792
Cas 8	0,5013	-1,5792	-0,5013	-1,5792

Tableau 6: Vitesse en entrée et sortie à bout fermé

	Résolution Code_Aster			
	Réelle (A)	Complexe (A)	Réelle (B)	Complexe (B)
Cas 3	0,4997	0,1587	0,4997	-0,1587
Cas 5	0,4997	0,1587	0,4997	-0,1587

Tableau 7: Vitesse en entrée et sortie dans l'air libre

	Résolution Code_Aster			
	Réelle (A)	Complexe (A)	Réelle (B)	Complexe (B)
Cas 4	0,5	0,1585	-0,5	0,1585
Cas 10	0,5	0,1585	-0,5	0,1585

Il est possible de conclure qu'effectivement, ces cas bien qu'ayant des conditions aux limites à la sortie différentes simulent la même représentation ou modèle acoustique.

3.3.2. Résonateur d'Helmholtz

Le résonateur d'Helmholtz (Figure 39) ressemble à une bouteille vide et sa configuration met en relation la dimension du col (section « S_{col} » et longueur « L_{col} ») avec « V » le volume du corps.

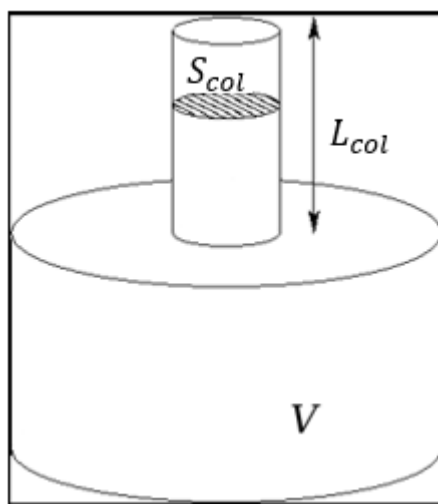


Figure 39: Résonateur d'Helmholtz [32]

La fréquence centrale du résonateur d'Helmholtz est donnée par l'équation suivante où S_{col} est la surface de l'embouchure du col, L_{col} la longueur du col et « V » le volume du corps :

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S_{col}}{L_{col} V}} \quad \text{Éq. 38}$$

Dans la majorité des cas, une ou deux corrections sont appliquées à la longueur du col afin de raffiner la précision du calcul théorique. Avec quelques tests et recherches, cette correction varie selon la forme du résonateur. Il est donc important d'ajuster les dimensions du résonateur afin d'obtenir un maximum de perte par transmission. La correction de départ utilisée est :

$$L_{corrigé} = L_{col} + 0,48\sqrt{S_{col}} \quad \text{Éq. 39}$$

La correction théorique (Éq. 21) de la longueur du col donne un point de départ afin de trouver la fréquence de résonance et Code_Aster va permettre de l'optimiser. Afin de bien cibler la fréquence, il faut faire plusieurs essais pour trouver les bonnes dimensions. Cette occasion permet d'utiliser le logiciel d'optimisation Dakota. Ce dernier modifie le script selon la demande et relance un calcul. De cette façon, la dimension du résonateur est changée automatiquement ou encore elle permet de lancer les calculs sur une plage de fréquence avec un pas donné.

Selon l'équation, avec un diamètre de col qui est le même que la largeur du tube, les paramètres de départ choisis sont pour une fréquence de 1600 Hz :

- Diamètre du col : 3,0''
- Longueur du col : 0,75''
- Diamètre du corps : 4,0''
- Longueur du corps : 0,492''

Tout d'abord, afin de confirmer que le résonateur est bien centré sur la fréquence voulue, les trois premiers paramètres sont fixés et le dernier varie, soit la longueur du corps. Une plage de 0,3'', à 0,7'' est choisie afin de couvrir une bonne marge d'erreur de la correction. On trouve à la Figure 40 qu'environ 0,4'' serait la longueur de corps idéale pour cibler la fréquence 1600 Hz.

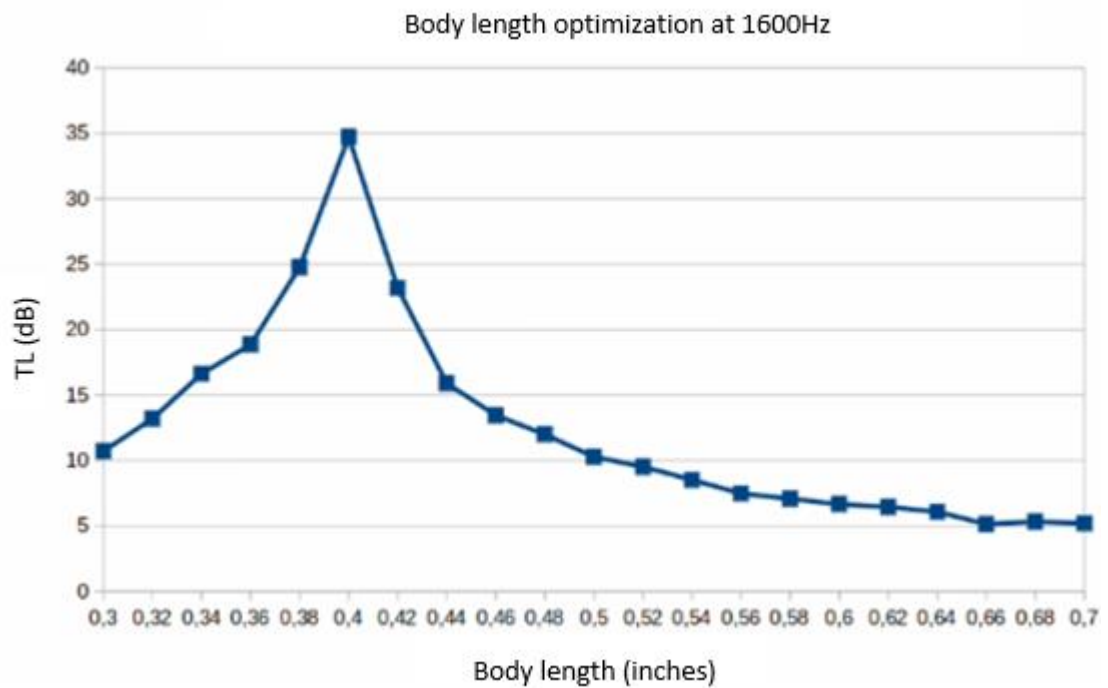


Figure 40: Optimisation de la taille du résonateur d'Helmholtz

Finalement, le résonateur est testé sur une plage de fréquence. Une plage de 200 Hz centrée sur 1600 Hz permet de vérifier si l'atténuation est bien à l'endroit souhaité ainsi que de présenter l'effet sur les fréquences voisines (Figure 41).

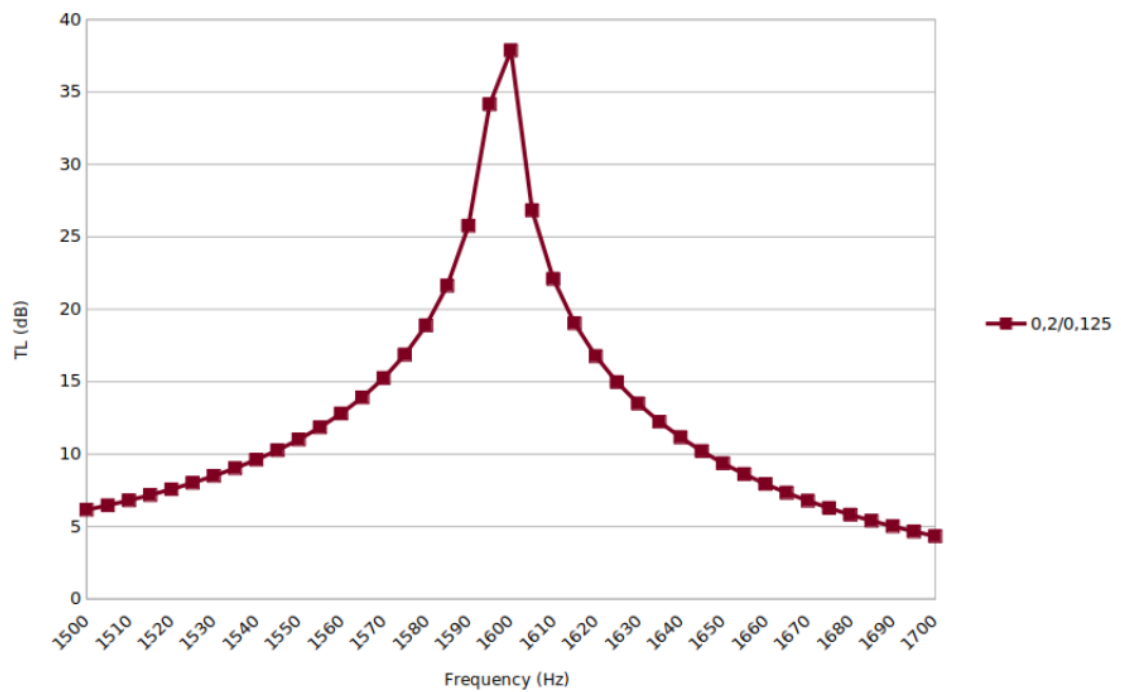


Figure 41: Perte par transmission calculée pour un résonateur d'Helmholtz sans amortissement

Le résultat démontre que le résonateur d'Helmholtz est un atténuateur ayant un impact de réduction acoustique prononcé sur une faible plage de fréquence. De plus, la fréquence cible est près de 1600 Hz, confirmant l'efficacité de l'optimisation de la taille.

En conclusion, pour le résonateur d'Helmholtz, les simulations confirment la théorie.

3.3.3. Étude de convergence avec ajout de l'amortissement

Une étude de convergence doit être effectuée afin de s'assurer de l'exactitude des résultats ou encore qu'ils correspondent à la tolérance d'incertitude voulue. Les valeurs de départ choisies sont 10 nœuds par longueur d'onde pour les tailles maximales et 15 nœuds par longueur d'onde pour les tailles minimales. Par la suite, on ajoute le double de nœuds par longueur d'onde à chaque raffinement et on observe la convergence. Il faut également ajouter le terme complexe de l'air puisqu'il joue un rôle dans l'amortissement. Sinon, plus il sera raffiné autour de la fréquence de résonance du résonateur, plus le pic d'atténuation tendra vers l'infini, ce qui ne représente pas la réalité (Figure 42).

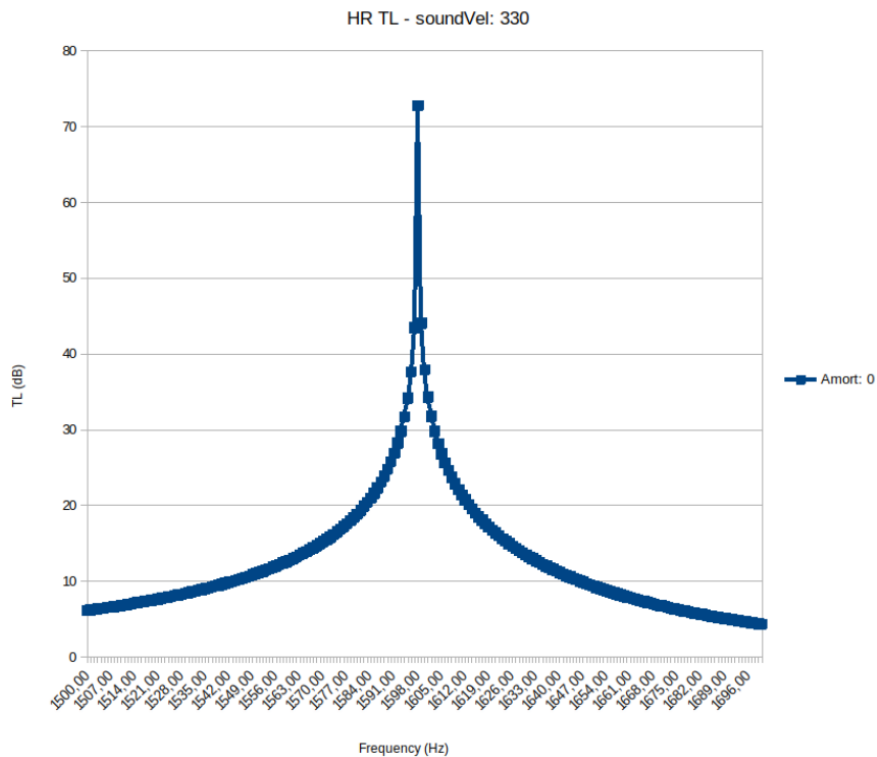


Figure 42: Raffinement du résonateur d'Helmholtz autour de la fréquence sans amortissement

Tout d'abord, il faut valider le fait d'avoir 10 nœuds par longueur d'onde. Le cas du tube de Kundt avec la pression en entrée et la terminaison anéchoïque a été choisi puisque c'est ce qui sera utilisé pour la suite. La taille des mailles minimales est fixée à 0,125 puisqu'elles sont utilisées pour le calcul de l'onde incidente et qu'il faut conserver une certaine distance entre les points de mesure. Le Tableau 8 présente les valeurs A et B selon la théorie et puis corrèle avec les résultats de Code_Aster selon différents nombres de nœuds par longueur d'onde. Le Tableau 9 compare les résultats.

Tableau 8: Résultats pour la taille de maille maximale

Convergence des grosses mailles sur le tube de kundt vide		
A	Reel	1
	Imag	0
B	Reel	0
	Imag	0
0,8/0,125	Reel	1,00193997
	Imag	-0,00603957
	Reel	-0,00292861
	Imag	0,006025
0,4/0,125	Reel	1,00125614
	Imag	0,00099246
	Reel	-0,00263526
	Imag	2,43357E-05
0,2/0,125	Reel	0,99906221
	Imag	0,00086122
	Reel	0,00046198
	Imag	-0,00058832

Tableau 9: Comparaison des résultats pour la taille maximale

		Écart		
Taille mailles max/min		0,8/0,125	0,4/0,125	0,2/0,125
Nb nœud/longueur d'onde		10	20	40
A	réel	1,94E-03	1,26E-03	-4,41E-04
	imag.	-6,04E-03	9,92E-04	5,14E-05
B	réel	-2,93E-03	-2,64E-03	3,38E-04
	imag.	6,03E-03	2,43E-05	-1,65E-04

Il est donc possible de confirmer qu'avec seulement 10 nœuds par longueur d'onde, l'écart entre la théorie et la simulation est suffisamment précis. Surtout que l'étude a été faite avec un maillage du premier ordre.

Puisqu'il est impossible de mettre une densité complexe dans Code_Aster, elle sera appliquée à partir de la vitesse complexe. La valeur de départ pour l'ajout de la partie complexe de l'air provient du code pour calculer la vitesse complexe de l'air dans un pore de Raymond Panneton suivant l'approche de fluide équivalent de Johnson-Champoux-Allard appliqué à un tube circulaire (livre Allard-Atalla). Ce code Matlab a été converti en Python. La Figure 43 présente les propriétés complexes pour des valeurs d'entrée suivantes :

- Température de l'air : 20°C
- Pression statique de l'air : 101325 Pa
- Humidité relative : 40 %

- Type du pore : circulaire
- Longueur caractéristique du pore : 0.001 m

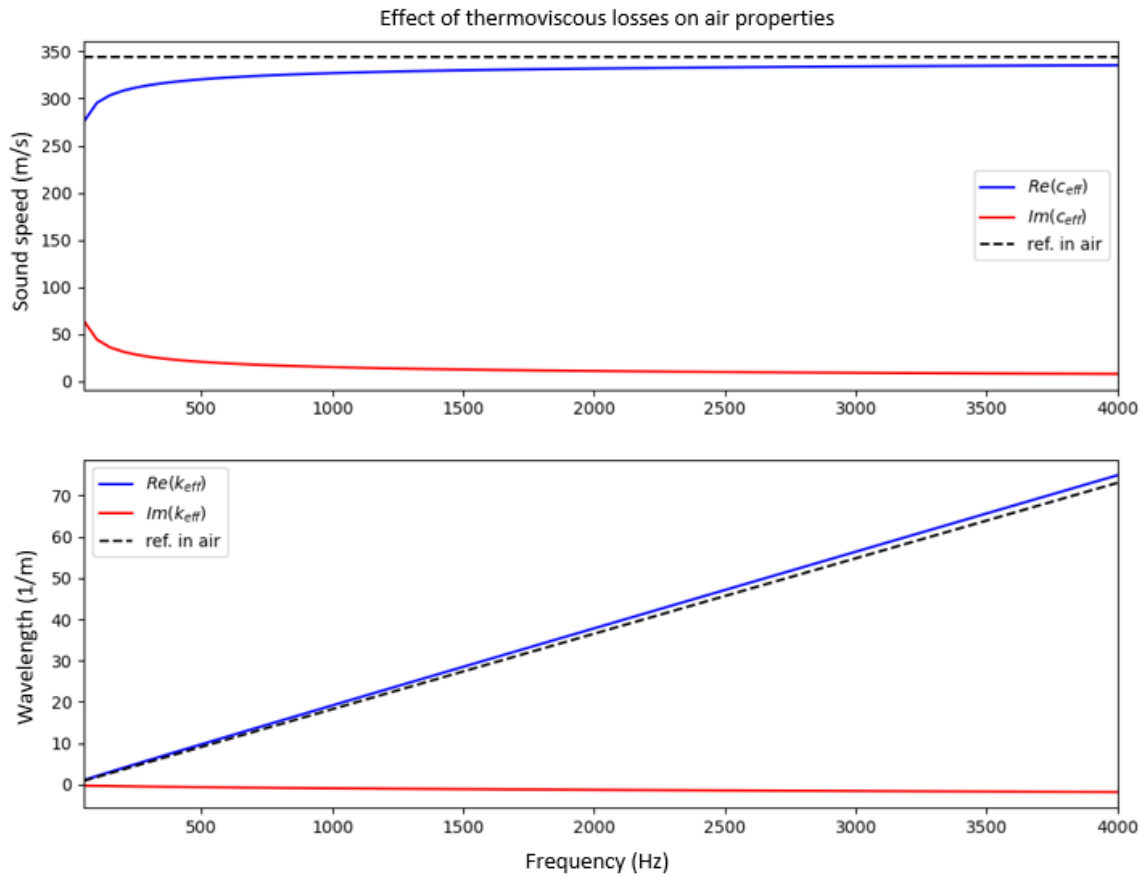


Figure 43: Vitesse complexe de l'air dans une pore

La valeur de vitesse de départ est donc 330,33 m/s en réel et 12,41 m/s en imaginaire, ce qui est représenté par une valeur de 0,038 sur la Figure 44 (la partie complexe est le coefficient d'amortissement de l'air multiplié par la vitesse réelle). Cependant, ce code calcule pour un pore

et le cas présent est pour l'ensemble du volume calculé, ce qui n'est pas représentatif de la réalité. D'autres valeurs de vitesse complexe ont été lancées pour une même valeur réelle. La Figure 44 démontre que le coefficient d'amortissement de 0,001 (ou 0,1% de la vitesse réelle) permet de coller sur la courbe sans amortissement, mais l'empêche de tendre vers l'infini. C'est avec cette valeur que continueront les calculs.

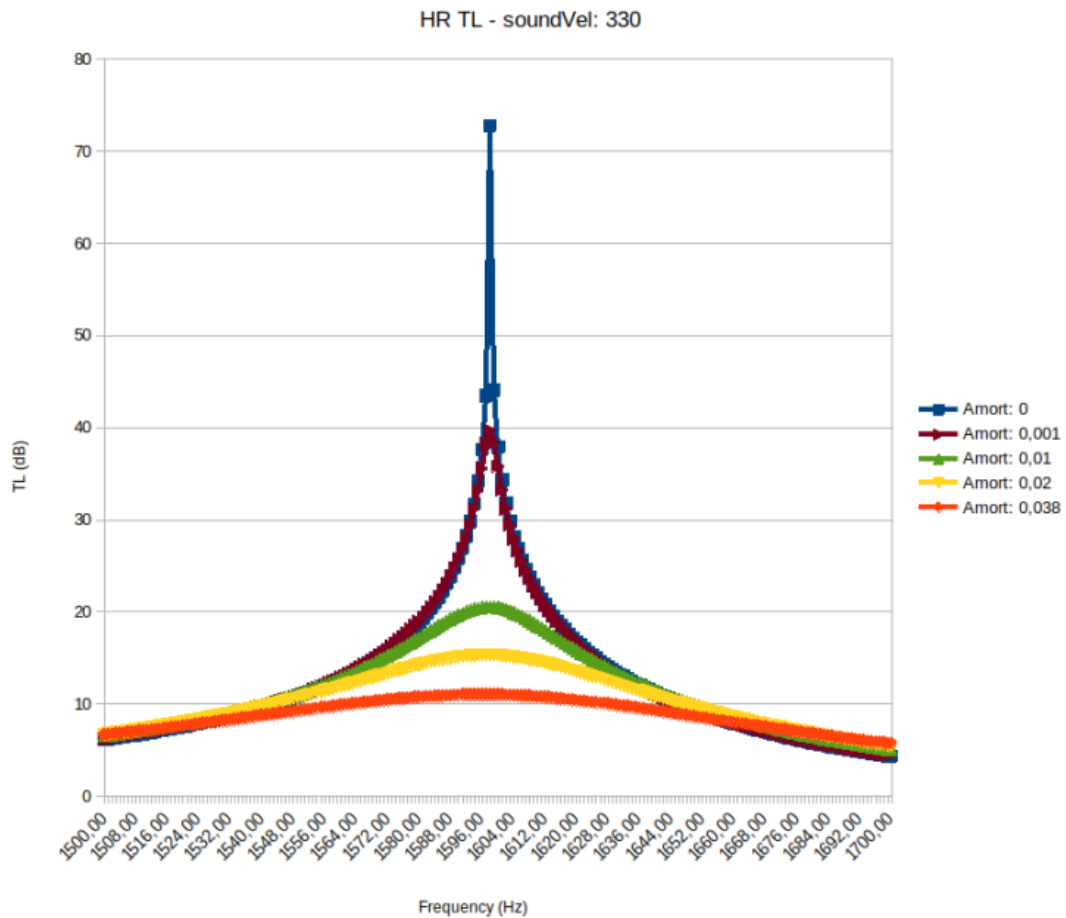


Figure 44: Effet de l'amortissement de l'air sur le résonateur d'Helmholtz

L'idée d'utiliser le maillage du premier ordre était dans l'optique qu'il serait possible d'utiliser le même maillage qu'OpenFOAM, qui lui utilise les volumes finis du premier ordre. Une série de tests ont été lancés afin d'évaluer cette avenue. Les courbes 0,8/0,5, 0,4/0,25, 0,2/0,125 et 0,1/0,0625 sont présentées dans la Figure 45. Ensuite, le même test a été lancé pour un maillage de second ordre. Le résultat avec 0,8'' de taille maximale et 0,125'' de maille minimale (0,8/0,125 quad) est également présenté dans la Figure 45.

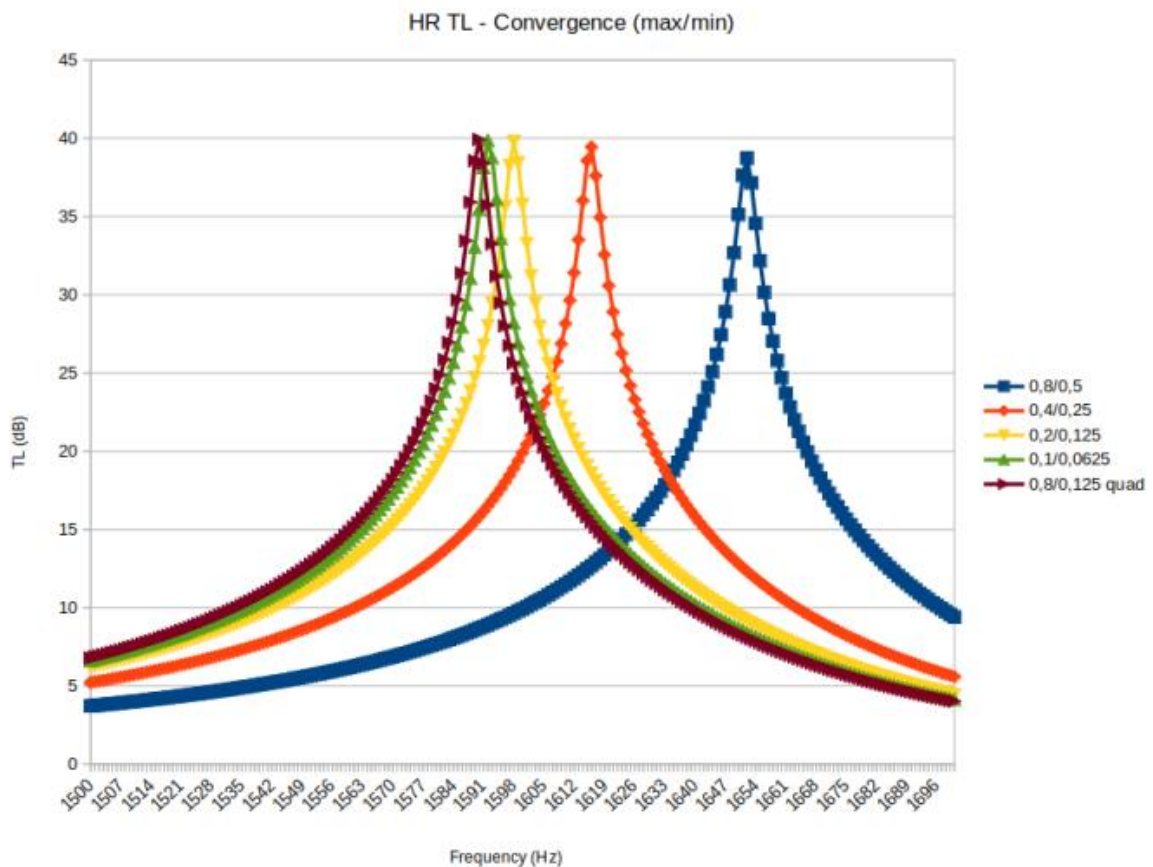


Figure 45: Validation du résonateur d'Helmholtz

Les résultats de tous les calculs qui ont été lancés tels que les différentes variances de taille max / taille min et ce, pour le maillage du premier et deuxième ordre sont présentés dans des tableaux présentés en annexe. On peut constater que les valeurs d'amplitude des différents maillages sont équivalentes. Cependant, ce qui varie est la précision de la fréquence de résonance de l'atténuateur. Puisque cette atténuation est sous forme d'un pic avec une courbe assez prononcée, il est important de bien cibler cette fréquence puisqu'une différence de seulement quelques Hertz peut faire perdre plusieurs décibels d'atténuation.

Le résultat est clair, un maillage de deuxième ordre converge plus rapidement avec un maillage de plus faible taille. Il sera donc avantageux de faire deux maillages séparés pour nos calculs d'acoustique avec Code_Aster et ceux de perte de charge avec OpenFOAM.

3.3.4. Chambre d'expansion

Le principe de la chambre d'expansion (Figure 46) est basé sur le rapport des surfaces entre celle du tube et celle de la chambre d'expansion. La partie centrale peut être plus grande ou plus petite que le conduit lui-même. Dans ce cas, un « S » plus petit que « S_1 » est établi, puis $S_1 = S_2$.

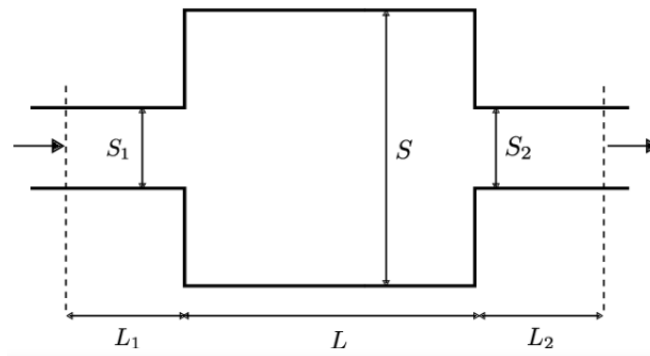


Figure 46: Représentation de la chambre d'expansion [33]

L'équation de la TL de la chambre d'expansion est la suivante où « m » est le rapport des surfaces, avec la longueur efficace de la chambre « L_{eff} » et « H » la hauteur de la section :

$$m = \frac{S_1^2}{S^2} \quad \text{Éq. 40}$$

$$TL = 10 \log_{10} \left(1 + 0,25 \left(\frac{m-1}{m} \right)^2 \right) \left(\sin \left(\frac{2 * \pi * f}{c * L_{eff}} \right)^2 \right) \quad \text{Éq. 41}$$

$$L_{eff} = l + \frac{H}{2} \left(1,7 - \left(\frac{0,7}{e^m} \right) \right) \quad \text{Éq. 42}$$

Résultat du calcul théorique :

Un tableur a été utilisé pour effectuer le calcul théorique. Le tableau ci-dessous présente les valeurs utilisées ainsi que la TL calculée de 18,91dB. Ici, le ratio équivaut à « m » dans l'Éq. 40 est un rapport des rayons. Puisque le calcul de référence était en tube circulaire, le tableur a été monté afin de calculer le cercle équivalent lorsqu'un tube carré est utilisé.

Tableau 10: Calculateur de la chambre d'expansion

B	3	po
H	3	po
A	9	po ²
R	1,693	po
b	0,433	po
h	0,433	po
a	0,187	po ²
r	0,244	po
ratio	0,0208321	
fréquence	1600	Hz
TL	18,91	dB

Pour le calcul de Code_Aster, le résultat avec le maillage de taille maximum 0,25'' et minimum 0,1'' est assez près de la théorie, soit moins de 1% d'erreur. Il est possible de voir l'atténuation sur la Figure 47 où l'entrée est à gauche. Sur la Figure 48, il est possible de voir le maillage et le raffinement autour de la contraction. Le résultat est de 18,34 dB à 1600 Hz.



Figure 47: Résultat de la chambre d'expansion

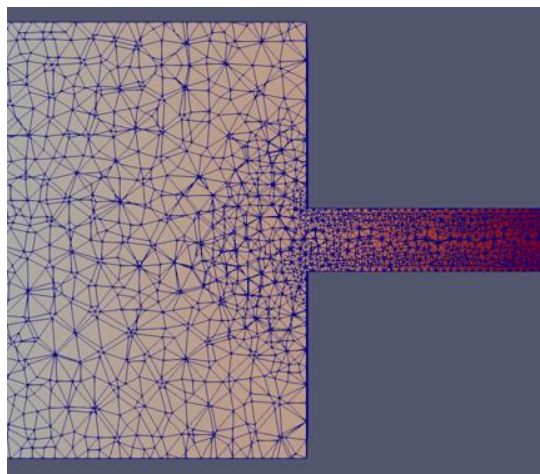


Figure 48: Raffinement du maillage de la chambre d'expansion

Finalement, on peut valider la perte par transmission de la chambre d'expansion sur une plage de fréquence (Figure 49). Afin de visualiser une courbe pleine, la recherche de deux zéros a été effectuée à partir du calcul théorique. On peut constater que la théorie et Code_Aster concordent. Le léger décalage est dû à une erreur dans la correction « L_{eff} » puisqu'elle sert à ajuster la largeur des bosses d'atténuation à la fréquence recherchée.

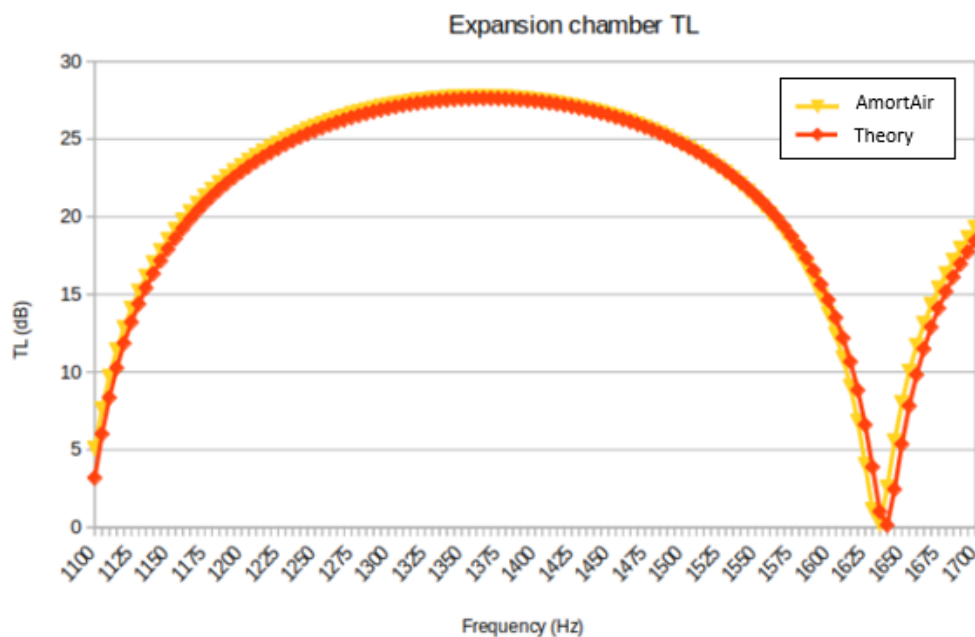


Figure 49: Plage de fréquences de la chambre d'expansion

3.3.5. Résonateur quart d'onde

Le résonateur quart d'onde (Figure 50) est relativement simple puisqu'il est un résonateur possédant comme caractéristique une longueur d'un quart de la longueur de l'onde cible à atténuer. D'où, le quart d'onde. L'idée derrière ce principe est de créer un déphasage de cette onde et de lui injecter son opposé. Puisque l'onde parcourt un quart pour l'allée et un quart pour revenir vers le conduit, elle se trouve décalée d'une demi-longueur d'onde, causant cette atténuation à la fréquence ciblée. La section « S_c » se doit d'être suffisante afin que cette onde propagée à l'intérieur du conduit puisse avoir une atténuation optimale. Un ratio « S_{col} / S » faible aurait également une faible atténuation de l'onde acoustique. Un fait intéressant à noter est que le résonateur quart d'onde produit des harmoniques impaires.

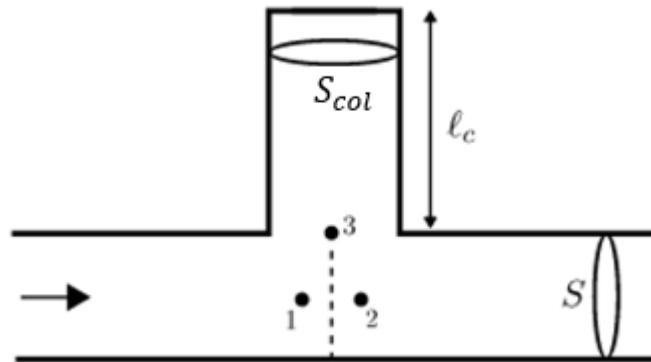


Figure 50: Représentation du résonateur quart d'onde [33]

Le calcul de la longueur du col est celui de la longueur d'onde, mais divisée par quatre. D'où le quart d'onde.

$$L_{col} = \frac{c}{4f} \quad \text{Éq. 43}$$

Tout d'abord, comme avec le résonateur d'Helmholtz, la recherche de la taille optimale a été faite à partir de paramètre de base, soit un col de la largeur du tube de Kundt. La correction de longueur devra être négative. La recherche de la longueur optimale a été faite à partir de zéro et en descendant. On constate dans la Figure 51 que la valeur recherchée est de 0.6375''.

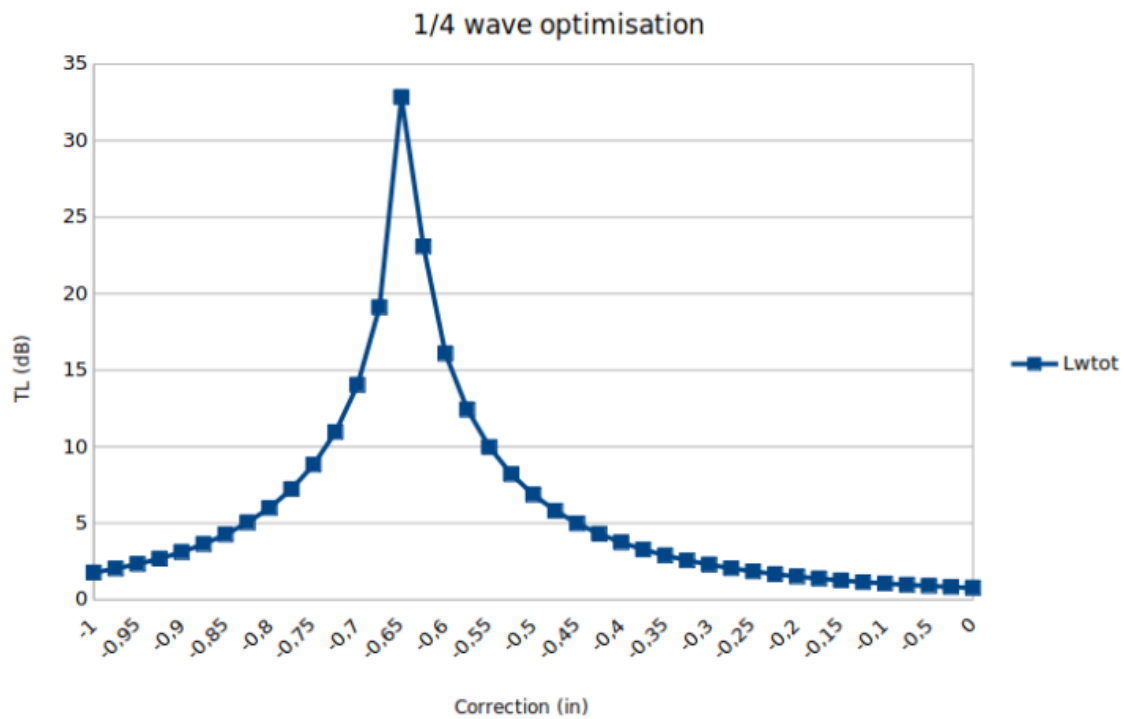


Figure 51: Optimisation de la longueur du résonateur quart d'onde

Ensuite, la validation du résonateur quart d'onde ayant pour longueur corrigée de -0.65'' a été effectuée sur une plage de fréquence de 200 Hz, centrée sur 1600 Hz. Le résultat de la Figure 52 correspond avec ce qu'on trouve dans la théorie.

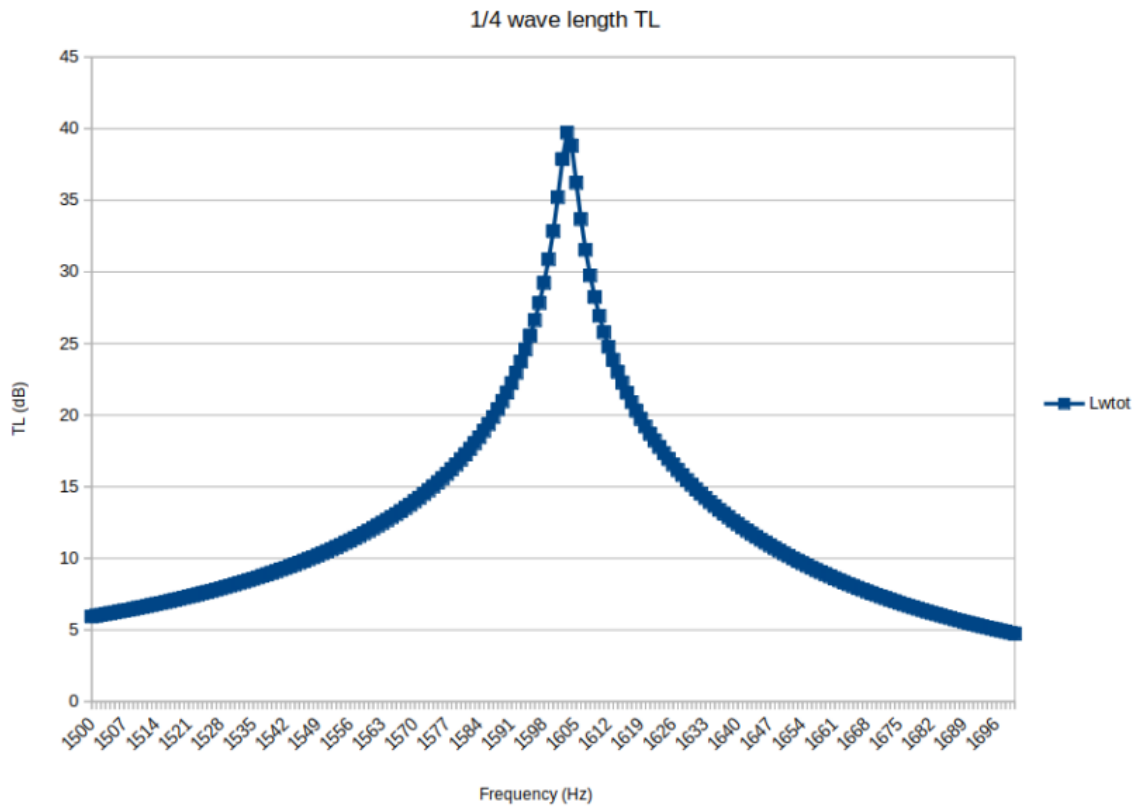


Figure 52: TL résonateur quart d'onde

3.3.6. Cristaux soniques

Les cristaux soniques (Figure 53) sont un système d'atténuation à plus large bande que les résonateurs d'Helmholtz ou les résonateurs quart d'onde. Le principe général derrière cette méthode est de mettre un objet en interférence avec l'onde acoustique à sa demi-longueur, ainsi réfléchissant une onde inverse et résultant d'une atténuation du niveau de bruit. L'efficacité de ces atténuateurs repose sur la périodicité des cristaux, ainsi que des taux de remplissage.

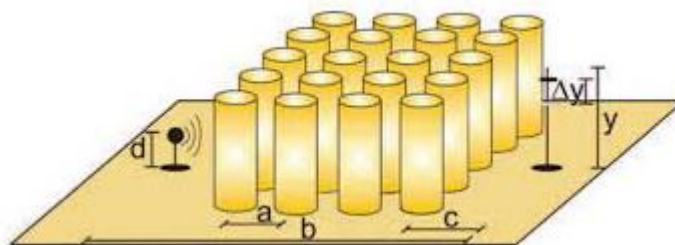


Figure 53: Cristaux soniques [34]

Bien qu'il existe une formule pour calculer la distance entre les cristaux, soit la demi-longueur d'onde, leur forme et leur taille vont varier selon les besoins des cas particuliers auxquels ils sont appliqués. Une fois la distance calculée et l'espace dans lequel l'appliquer est déterminé, la cellule élémentaire peut être délimitée. Celle-ci doit être périodique, d'au moins deux cellules, afin de faire cette interaction à la demi-longueur d'onde. Il y aura donc un cristal par cellule et cet assemblage sera répété le plus de fois possible afin d'atténuer au maximum le bruit.

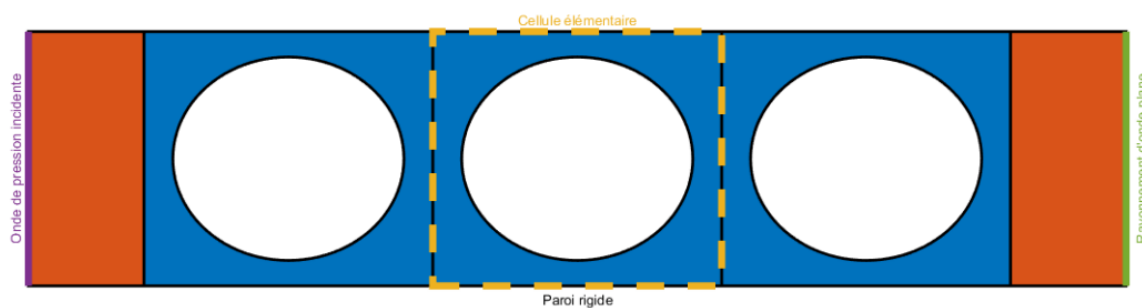


Figure 54: Schéma cellule de cristal sonique [35]

Le paramètre important des cristaux soniques est le taux de remplissage. Plus le taux de remplissage « *ratio* » sera élevé, plus l'atténuation sera grande en général. Ceci est logique puisque si le cristal occupe tout l'espace disponible, même l'air ne pourra plus circuler, donc le bruit sera grandement atténué, un peu comme si c'était une paroi rigide. Le taux de remplissage est donné par l'équation suivante où « S_c » représente la surface occupée par le cristal et « S_e » la surface élémentaire.

$$ratio = \frac{S_c}{S_e} \quad \text{Éq. 44}$$

Ce cristal peut être déformé, tant que la cellule élémentaire est périodique. Par exemple, au lieu d'avoir une répétition linéaire, elle pourrait être circulaire (Figure 54 vs Figure 55). Afin de jouer avec les différentes formes et leur remplissage, les paramètres de longueur de la cellule « $H1$ », la longueur du cristal « HO », la largeur de la cellule « $A1$ » ainsi que la largeur du cristal « AO » seront établies. Ainsi, il sera possible de travailler avec des nombres adimensionnels (ratios $H1HO$ et $A1AO$).

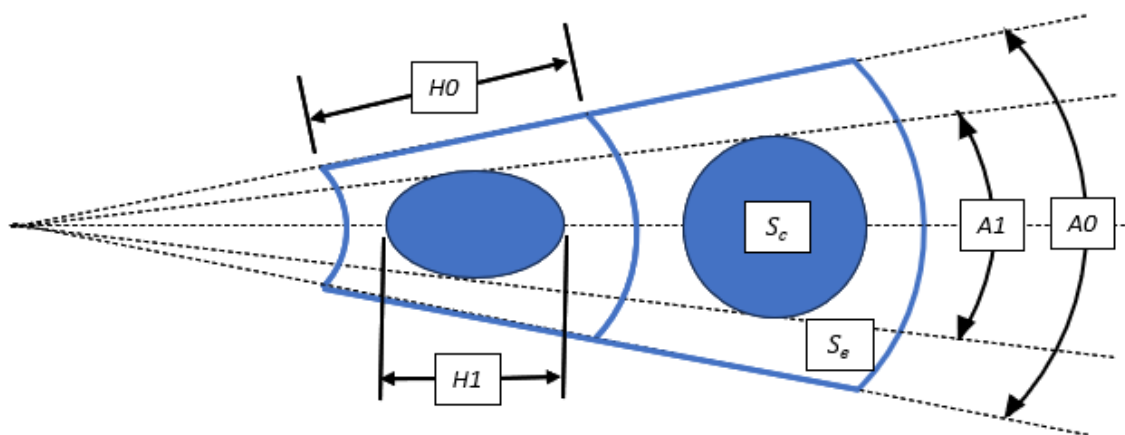


Figure 55: Paramètres des cristaux soniques

Les paramètres choisis comme point de départ sont des cristaux elliptiques ayant un rapport $H1H0$ de 0,67 et $A1A0$ de 0,4, le tout dans le tube carré de 3'' x 3'' initial. La Figure 56 présente des courbes ayant un nombre croissant de cristaux en série, soit d'un (1x) jusqu'à quatre cristaux en série (4x). Il est possible de voir la courbe se redresser autour de la fréquence centrale de 1600 Hz (ou fréquence réduite à $k=\pi$). De plus, un deuxième lobe apparaît à 1000 Hz (ou fréquence réduite à $k=1$).

Les cristaux soniques sont plus performants lorsque la répétition est grande. Ainsi, la Figure 56 présente la perte par transmission en fonction de la fréquence où chaque courbure possède un nombre de cristaux soniques différent. On peut voir que l'atténuation augmente rapidement.

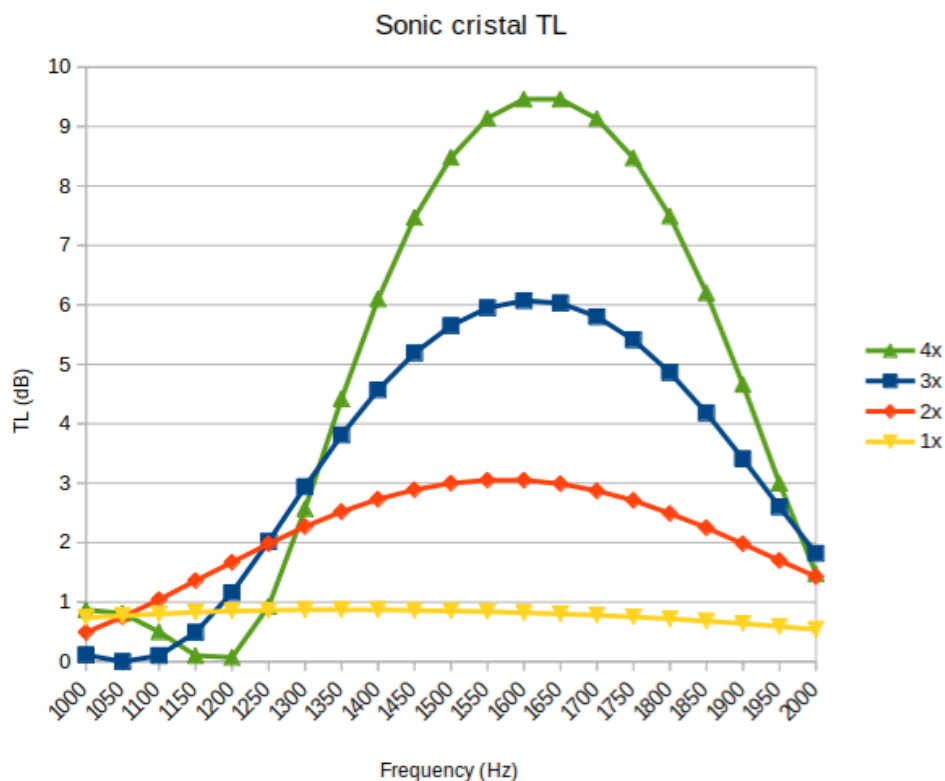


Figure 56: Effet des cristaux soniques sur une plage de fréquences issu de simulations numériques

Afin de s'assurer des valeurs tirées de ces simulations, il a été décidé de dupliquer les résultats issus de la thèse de Patrick Bouché [35] portant sur les métamatériaux et les cristaux soniques. Dans son travail, il présente des cas tests qui comparent la théorie à des mesures réelles sur un tube de Kundt. La Figure 57 présente ses résultats sur un tube carré de 1.5'' ayant deux cristaux circulaires en série avec une distance de 1.5'' entre eux. Les deux courbes représentent des rayons de cristaux différents, soit l'un avec un rayon de 30% (courbe bleue) de la largeur du tube de Kundt et puis le second 40% (courbe rouge). Ces dernières sont superposées sur les mesures réelles (courbes jaunes et vertes).

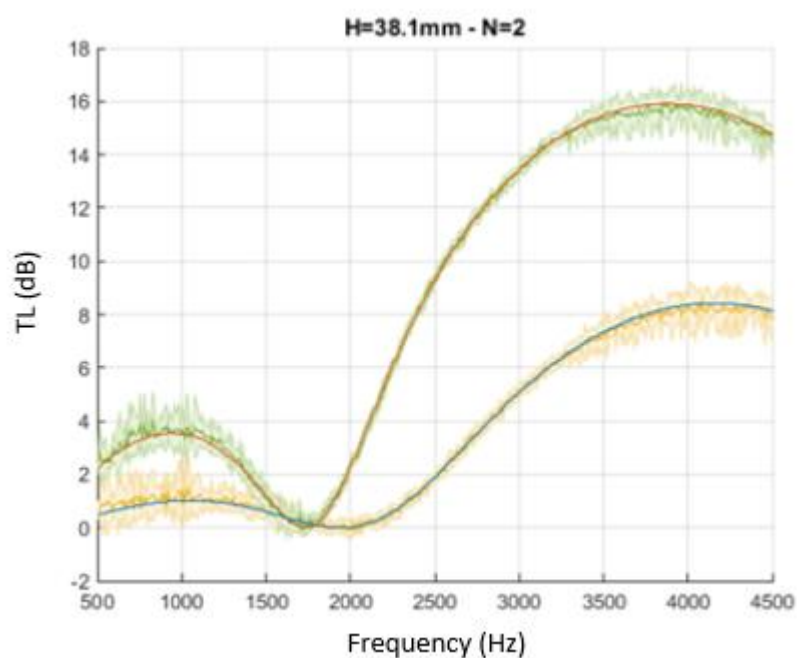


Figure 57: Mesure de deux cristaux soniques [35] utilisés comme référence pour les simulations numériques

Finalement, la comparaison entre les résultats de Patrick Bouché (Figure 57) et ceux Code_Aster (Figure 58) sont excellents. Ces courbes représentent la perte par transmission de deux cristaux soniques circulaires en série, ayant une longueur de cellule de 38,1 mm et des rayons ayant des ratios de la longueur de la cellule de 0.3 et 0.4. Il est donc plausible d'avoir confiance en cet outil pour simuler les cristaux soniques.

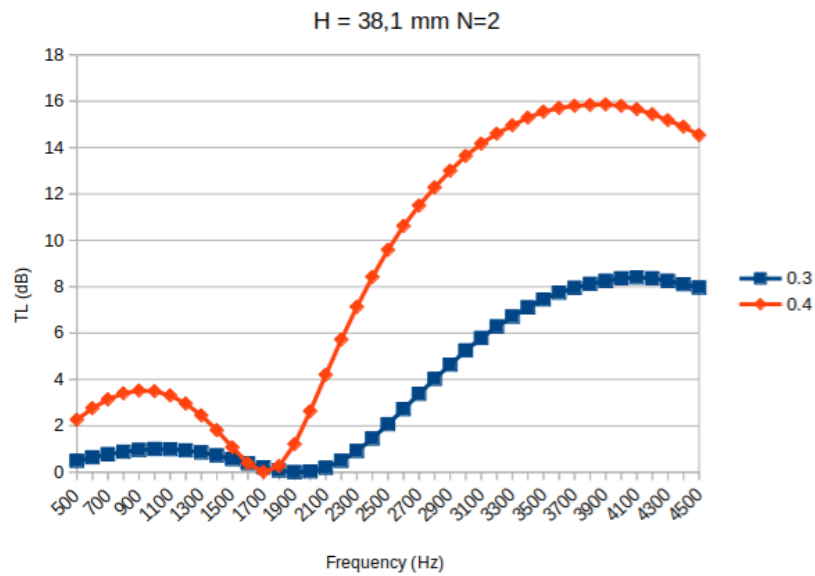


Figure 58: Comparaison de deux cristaux avec la référence

3.3.7. Pavillon

Le pavillon acoustique agit comme un filtre fréquentiel. Il peut servir à propager les ondes, ou à l’opposé afin de créer un filtre pour basses fréquences. C’est le cas du filtre qui est étudié ici. L’équation suivante (Éq. 45) présente le calcul de la courbure du pavillon où « S » est la surface à la distance de la gorge « x », « S_g » la surface de la gorge et « M » est le coefficient selon le type de courbure. Pour le terme « m_c » (Éq. 46), « f_{max} » est la fréquence de coupure puis « c », la célérité. [36]

$$S = S_g \left(\cosh\left(\frac{m_c x}{2}\right) + M \sinh\left(\frac{m_c x}{2}\right) \right)^2 \quad \text{Éq. 45}$$

$$m_c = 4\pi \frac{f_{max}}{c} \quad \text{Éq. 46}$$

Le pavillon peut avoir différentes formes, par exemple:

- Caténoïde (ou chaînette) : $M = 0$
- Hypex : $M = 0.5$
- Hypex genre Iwata : $M = 0.707$
- Exponentiel : $M = 1$
- Elliptique : équation en fonction du diamètre du tuyau (Coeff. * diam)
- etc.

La Figure 59 illustre la forme d'un pavillon acoustique générique et la propagation d'une onde à travers ce dernier.

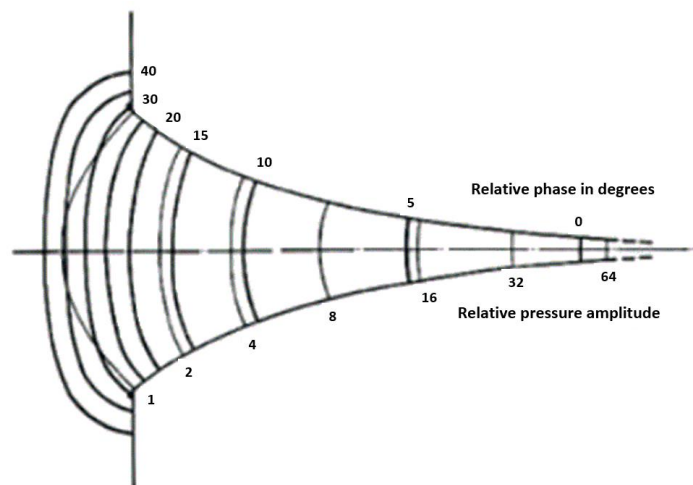


Figure 59: Propagation des ondes à l'intérieur d'un pavillon acoustique [37]

Les indices de réflexion sont utilisés pour comparer les différents pavillons sur une plage de fréquence et ainsi trouver lequel est le plus approprié à ce cas. Ce coefficient « R » utilise un ratio de l'onde réfléchie « P_r » (Éq. 34) sur l'onde incidente « P_i » (Éq. 33) . La formule est:

$$R = \frac{|\overline{P_r}|^2}{|\overline{P_i}|^2} \quad \text{Éq. 47}$$

L'indice de réflexion en fonction de la fréquence est tracé afin de voir pour quelles fréquences le pavillon se trouve à atténuer la transmission. Le pavillon possède une entrée de diamètre de 4.5'' puis la sortie est de 1.625'' afin de s'assurer d'être en onde plane à 4000 Hz. On peut constater dans la Figure 60 que pour la plupart des pavillons, la réflexion est négligeable au-delà de 2000 Hz, confirmant le filtre basse fréquences.

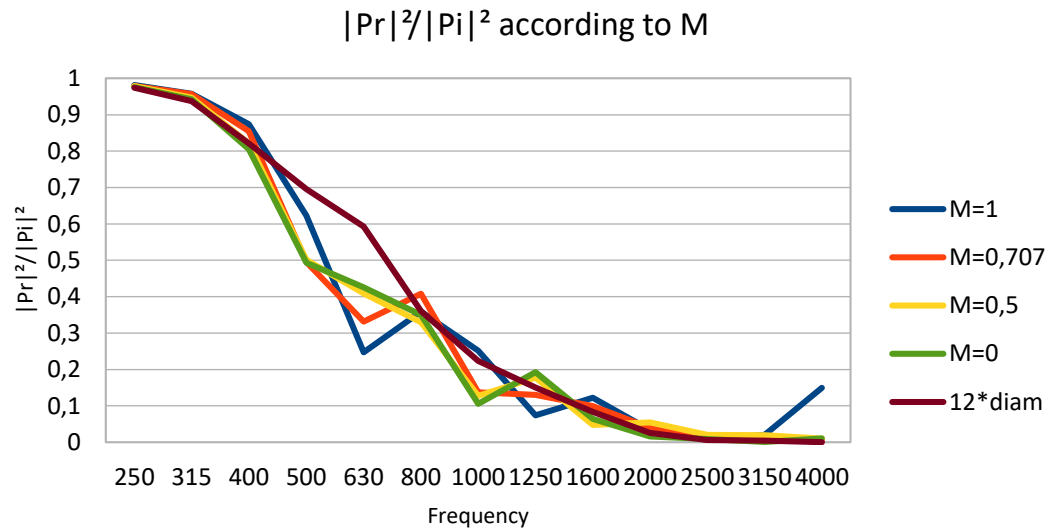


Figure 60: Coefficient de réflexion des pavillons

On peut également observer l'effet des pavillons elliptiques. Ici, le coefficient multiplicateur du diamètre est la longueur du pavillon. Plus ce dernier est élevé, plus la transition est longue. Donc la courbure elliptique est guidée par trois valeurs, soit l'entrée du tuyau (4.5''), la sortie du tuyau (1.625'') puis la longueur (Coeff. * diam). La Figure 60 présente ce coefficient de réflexion en fonction de la fréquence. Ce type de pavillon peut être utile pour créer un filtre de basses fréquences.

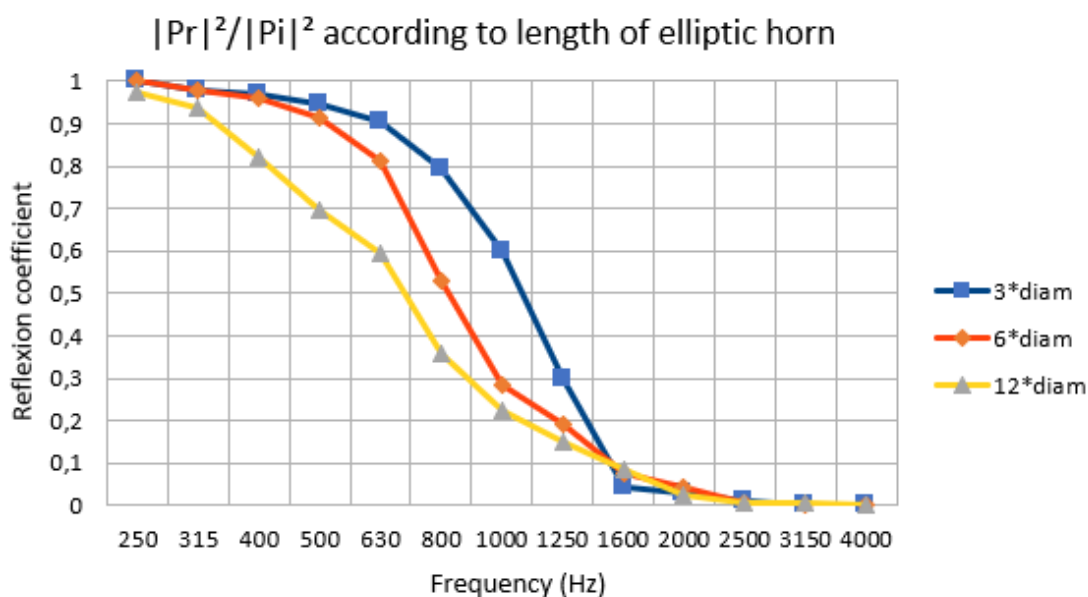


Figure 61: Coefficient de réflexion des pavillons elliptiques

Les pavillons peuvent servir d'atténuateur acoustique pour les basses fréquences (lorsque le coefficient de réflexion est grand). Cependant, dans le cas des simulations numériques où l'on cherche à caractériser la perte par transmission de la grille, le pavillon biaise les résultats. Il faut donc s'assurer d'évaluer la puissance dans une plage de fréquence où le coefficient de réflexion est moindre.

Dans tous les cas, aucune méthode n'est parfaite. L'important est de s'assurer de la continuité de la puissance dans le système. Elle doit toujours être équivalente en entrée et en sortie.

Chapitre 4 – Optimisation et Résultats

4.1. Optimisation

4.1.1. Valeurs de départ

Le projet de grille de ventilation optimisée sera sur les extracteurs de salle de bain Broan AE110 et A110 (Figure 62 a). Ces unités possèdent un débit de 110 CFM à 0,1 poH₂O et un niveau sonore respectif de 1.0 sone [38] et 3 sones. La grille standard associée est de forme rectangulaire, de 11,5" x 12" x 0,75" avec une perte de charge de 0,015 poH₂O (4 Pa) à 110 CFM. Ces extracteurs peuvent également recevoir une grille vendue séparément, provenant du Broan AE110K, la Broan FG701S communément appelée *CleanCover* (Figure 62 b). Cette dernière possède une dimension de 13" x 13" x 1" et offre une perte de charge de 0,024 poH₂O (6 Pa) à 110 CFM. La Figure 62 présente la grille standard en « a) », puis la *CleanCover* en « b) ». La Figure 63 quant à elle, présente les pertes de charge de chacune des grilles en fonction du débit. Cet écart ou delta est présenté est le test est une courbe de ventilation du ventilateur sans grille moins la courbe de ventilation du ventilateur avec grille.

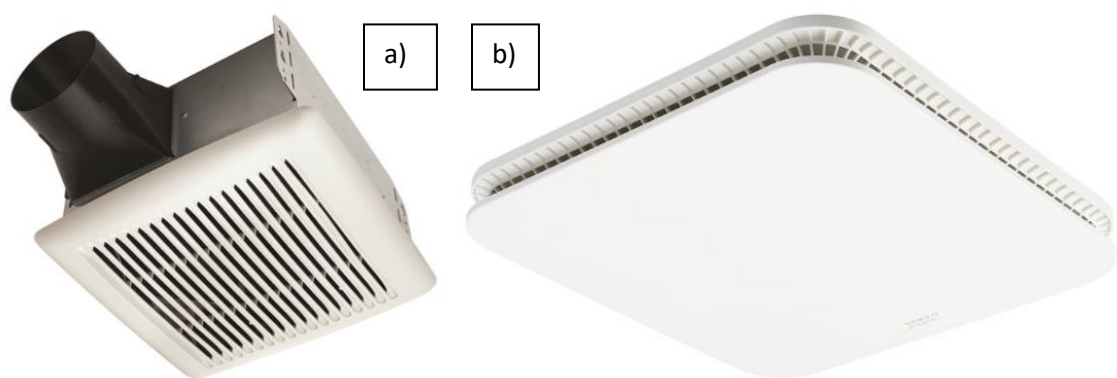


Figure 62: a) grille standard b) grille CleanCover

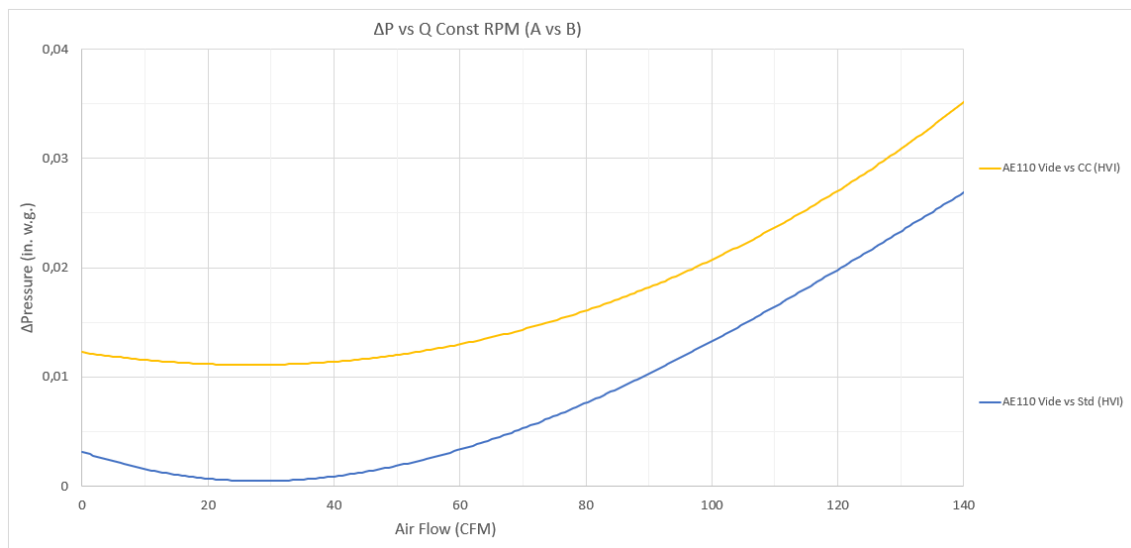


Figure 63: Perte de charge des grilles offertes en production

Les deux ventilateurs sélectionnés pour cette étude possèdent le même boîtier, donc les mêmes dimensions extérieures. Ainsi, la grille peut s'installer sur les deux modèles. La différence se trouve en ses composantes (moteur, volute, roue...). Les unités ont été mesurées au laboratoire de l'entreprise Venmar à l'aide de l'intensimétrie (ISO 9614). Le premier modèle est l'A110. Ce ventilateur certifié à 3 sones a été mesurée à 2,18 sones (Figure 64). Le deuxième modèle (AE110) quant à lui, certifié à 1 sone, a été mesuré à 1,14 sone (Figure 65). Les bandes émergentes sont intéressantes puisqu'il est possible de cibler le 1600 Hz avec les cristaux soniques tout en ayant une dimension de grille raisonnable.

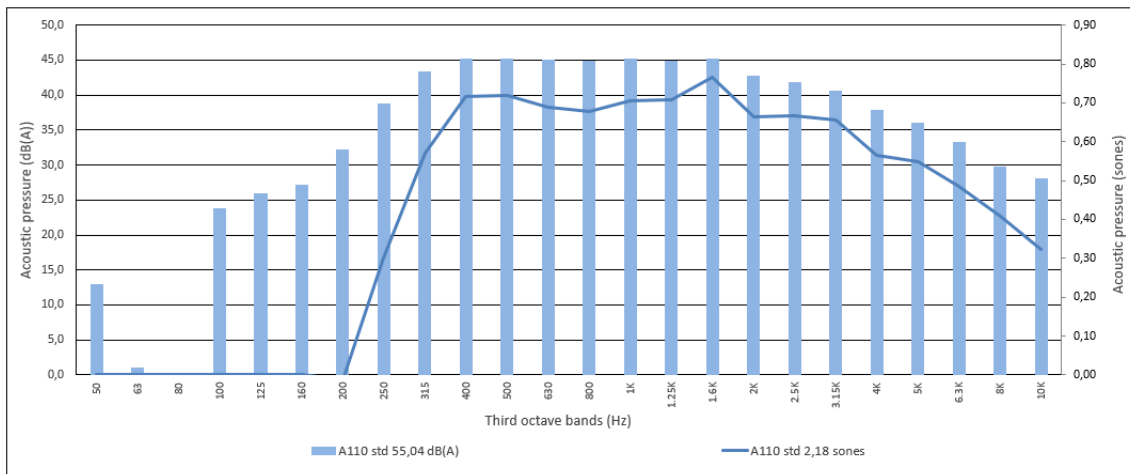


Figure 64: Spectre de bruit A110 en dB(A) et en sonnes mesuré au laboratoire de Venmar

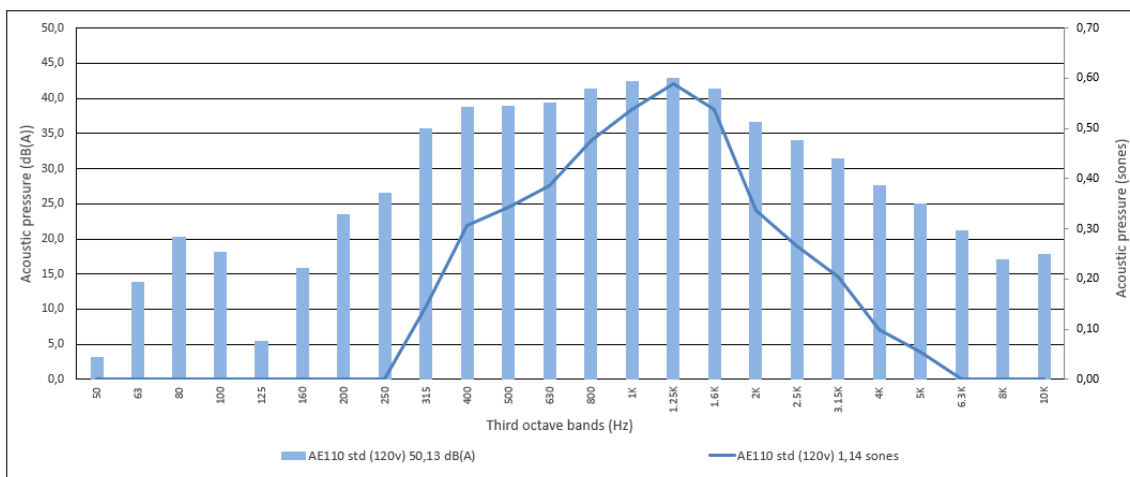


Figure 65: Spectre de bruit AE110 en dB(A) et en sonnes mesuré au laboratoire de Venmar

4.1.2. Modèle numérique

Afin de simuler le calcul de la puissance acoustique avec Code_Aster et la perte de charge avec OpenFOAM, il faut modéliser la grille dans un environnement comparable à celui de la mesure réelle (Figure 66). Elle est donc représentée appuyée sur un plafond, puis un tuyau de 4'' de diamètre sur une longueur de 4'' apporte l'air à l'entrée du ventilateur. La longueur de 4'' a été choisie afin d'avoir assez d'espace pour prendre les mesures à deux nœuds ayant les paramètres du tube de Kundt, sans être trop longue inutilement. De plus, un hémisphère fait office de surface de mesure pour la puissance acoustique. Il possède un rayon d'au moins 1,5 longueur d'onde de la fréquence la plus basse lors de la simulation, et ce, à partir de la sortie de la grille. La Figure 67 présente une vue de l'intérieur de l'hémisphère.

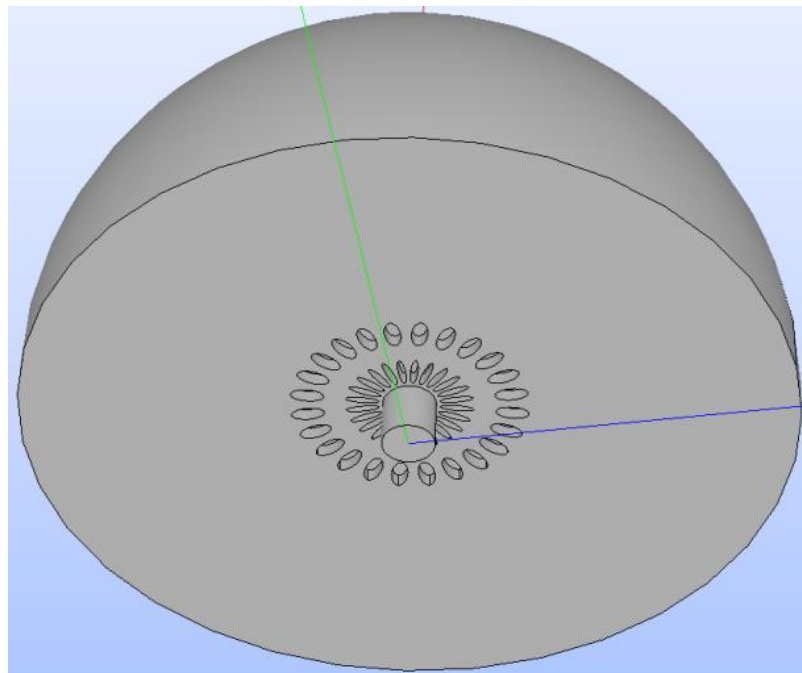


Figure 66: CAD générique de la simulation, vue du dessous

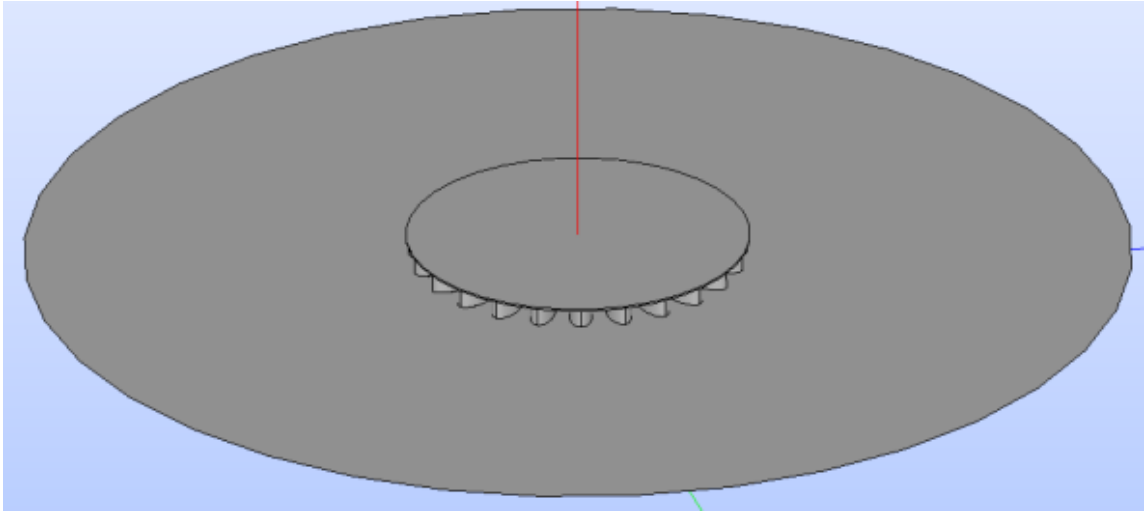


Figure 67: CAD générique de la simulation, vue de l'intérieur de l'hémisphère

4.1.3. Conditions limites et maillage

Pour Code_Aster, les conditions aux limites sont une pression de 1 Pa en entrée du tuyau et une impédance « Z_0 » sur l'hémisphère. Cette imposition de l'impédance « Z_0 » est pour simuler un rayonnement à l'infini sur l'hémisphère. Cette approximation est relativement bonne en cas de rayonnement acoustique normal à la surface de l'hémisphère. Dans Code_Aster, il n'y a pas la condition de « *Perfect Matching Layer (PML)* » comme dans un logiciel comme COMSOL qui permet d'avoir une représentation exacte de cette condition de rayonnement à l'infini. Pour OpenFOAM, l'entrée se trouve à être l'hémisphère avec une condition de débit de 110 CFM et la sortie qui est le bout du tuyau a une valeur de pression nulle.

La taille du maillage minimum est 20 fois plus petite que le diamètre du tuyau et est appliquée sur les faces des cristaux soniques ainsi qu'à la grille et les mailles maximales sont 10

fois inférieures à la longueur d'onde de la fréquence la plus haute lors de la simulation. Code_Aster utilise un maillage quadratique alors qu'OpenFOAM utilise un maillage linéaire.

4.1.4. Rectangulaire ou circulaire

Les grilles offertes par Broan pour le produit sont toutes carrées ou rectangulaires. Ceci est un désavantage pour les cristaux soniques puisque ces derniers sont disposés sur un rayon tout autour de l'entrée du ventilateur. Ainsi, ce rayon va varier en fonction de la position angulaire et du fait même changer l'espacement entre les cristaux, ce qui va changer la fréquence d'atténuation, diminuant l'efficacité de la bande de fréquence ciblée (Figure 68). De plus, puisque l'entrée du ventilateur est décentrée à cause de la volute, la disparité de la distance entre les cristaux est augmentée.

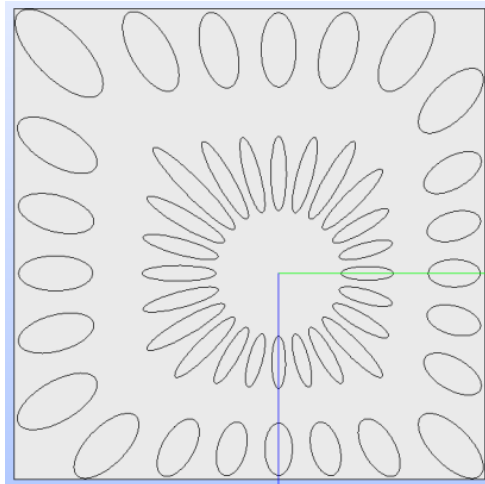


Figure 68: Grille carrée décentrée

Il est intéressant d'explorer l'option de la grille centrée puisqu'elle offre une distance entre les cristaux constante dans le cas d'une grille circulaire, ou une distance ayant une certaine répétition dans le cas de la grille carrée (Figure 69).

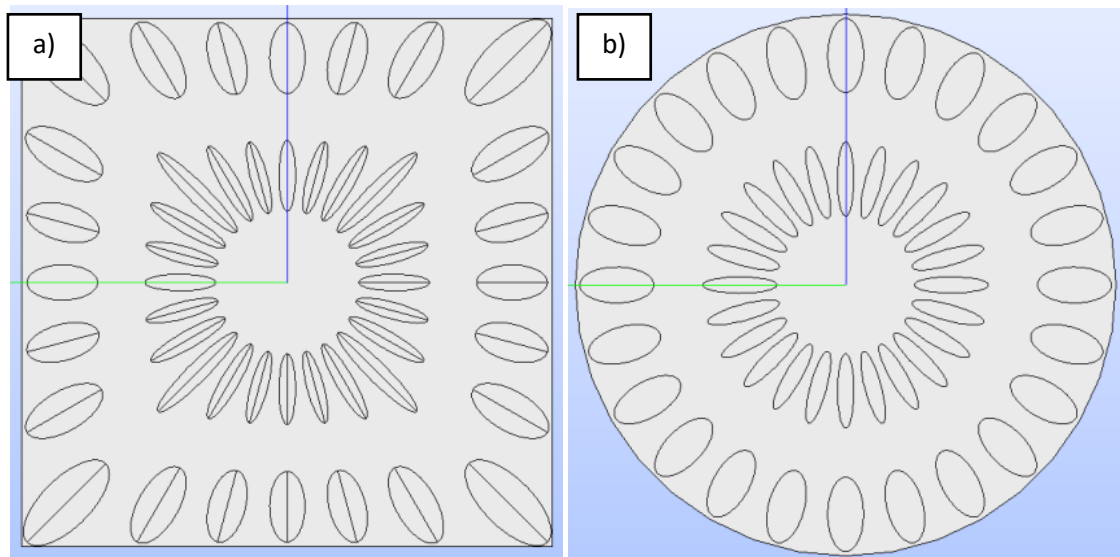


Figure 69: a) Grille carrée centrée b) Grille circulaire centrée

Le diamètre extérieur minimal pour couvrir la taille de la grille standard est d'un peu plus de 18" (Figure 70). Cette taille est avantageuse puisqu'elle permet de cibler une fréquence de 1600 Hz à l'aide des cristaux soniques, tout en ayant une entrée vers le ventilateur au centre de 4" de diamètre.

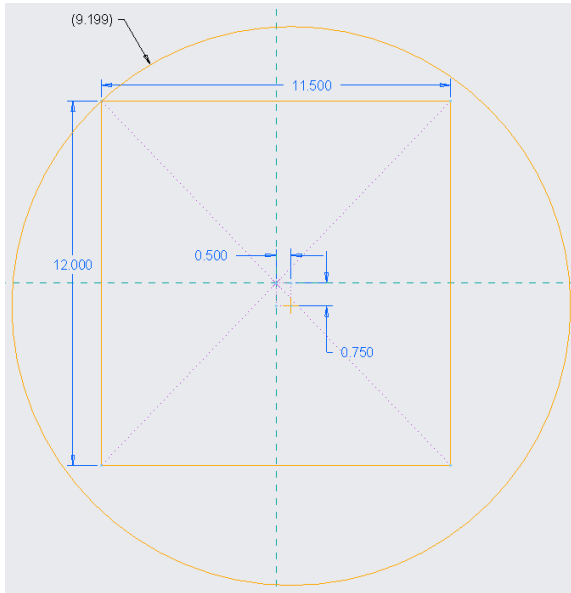


Figure 70: Diamètre minimum pour couvrir la grille standard

Des simulations préliminaires ont donc été conduites afin de comparer la perte par transmission (TL) de la grille circulaire centrée et de la grille rectangulaire décentrée. Les bandes de tier-d'octave entre 500 Hz et 1600 Hz ont été choisies pour respecter les ondes planes du tuyau de 4'' (1600 Hz) et de descendre assez bas en fréquence pour être intéressant sans avoir de maillages trop lourds. De plus, le filtre dB(A) ou les sones sont plus élevés en basses fréquences, ce qui aide en réduction du bruit, minimisant l'importance d'explorer ces fréquences à ce moment. La figure ci-dessous démontre que la TL pour la bande de 1600 Hz est effectivement plus intéressante sur la grille circulaire, mais le fait le plus marquant est la répartition de la TL sur les bandes avoisinantes. Toutes les fréquences observées présentent une baisse de la performance. Ceci démontre bien l'importance de la distance équivalente pour tous les cristaux soniques afin d'obtenir une atténuation maximale.

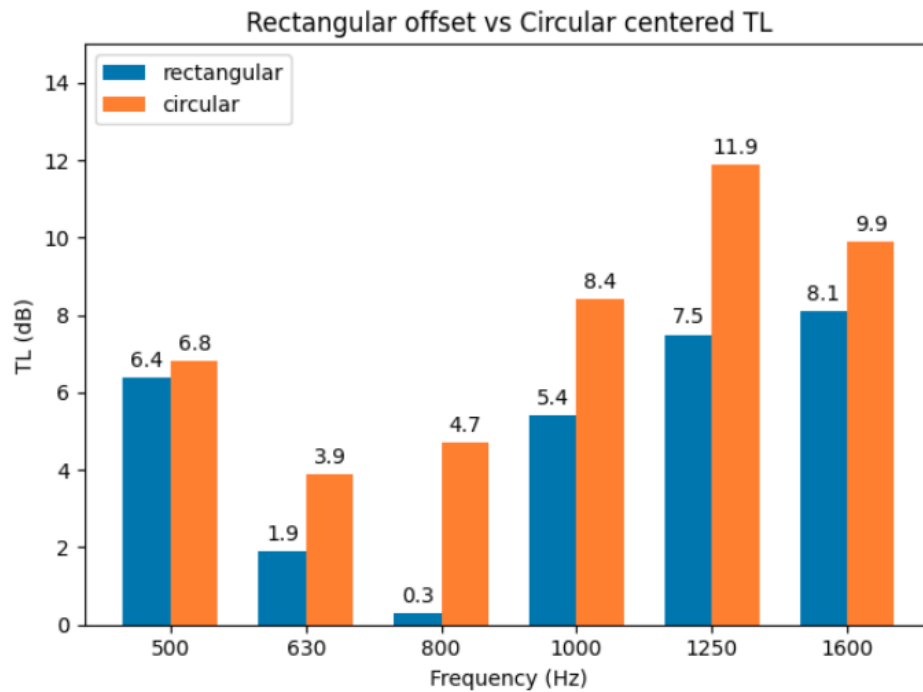


Figure 71: Comparaison de la grille rectangulaire décentrée vs la grille circulaire centrée (TL)

À la suite de ces résultats, il a été décidé de continuer avec la grille circulaire centrée.

4.2. Validation du modèle

4.2.1. Paramètres

Des plans d'expériences sont élaborés afin d'optimiser la grille de ventilation. Il faut d'abord choisir les différents paramètres et les niveaux. Le nombre de cristaux soniques radiaux est fixé à deux afin de limiter le diamètre extérieur pour une fréquence cible de 1600 Hz. Cette taille est définie par le diamètre du tuyau, de la taille des cristaux et de la demi-longueur d'onde ciblée.

Aussi, il y a un certain jeu de chaque côté des cristaux soniques afin qu'il ne soit pas directement au rebord, soit 0,125". La Figure 72 présente les paramètres de la taille de la grille.

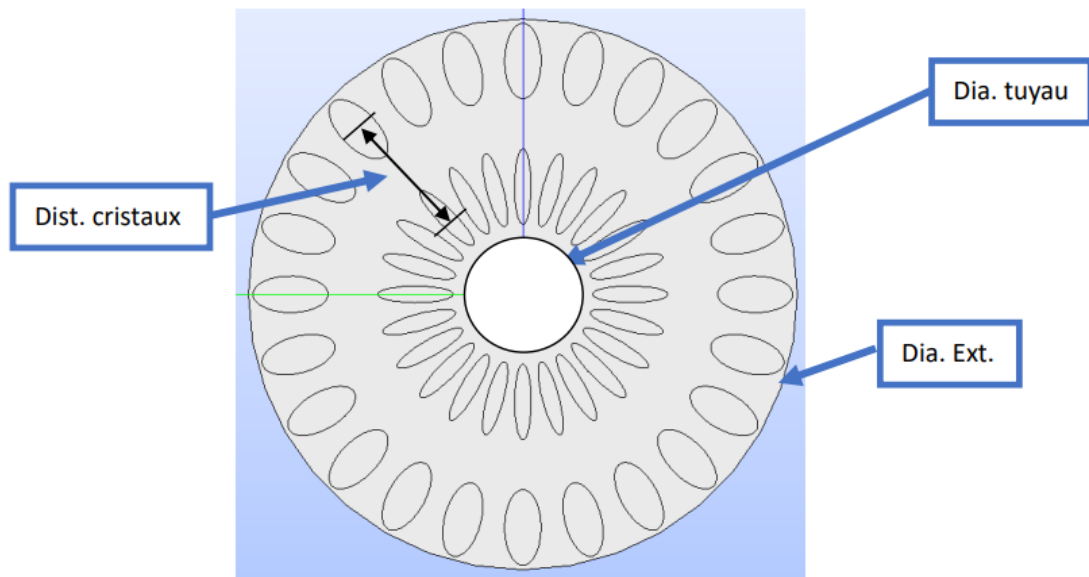


Figure 72: Schéma de taille de la grille

Le paramètre n_{LA} représente le nombre de rangées de cristaux soniques distribuées autour de la grille. Pour le plan factoriel complet, « n_{LA} » a été fixé à 28 dans le but de minimiser les paramètres. Dans le cas du plan d'expérience OA LHS, les valeurs varieront de 20 à 28. Ces limites ont été choisies dans le but de conserver des formes n'ayant pas dans les extrêmes du spectre. 20 rangées permettent de conserver une ellipse allongée vers le centre, tandis que 28 limite les formes trop minces. La Figure 73 présente les valeurs de la variable « n_{LA} » de 20, 24 puis 28.

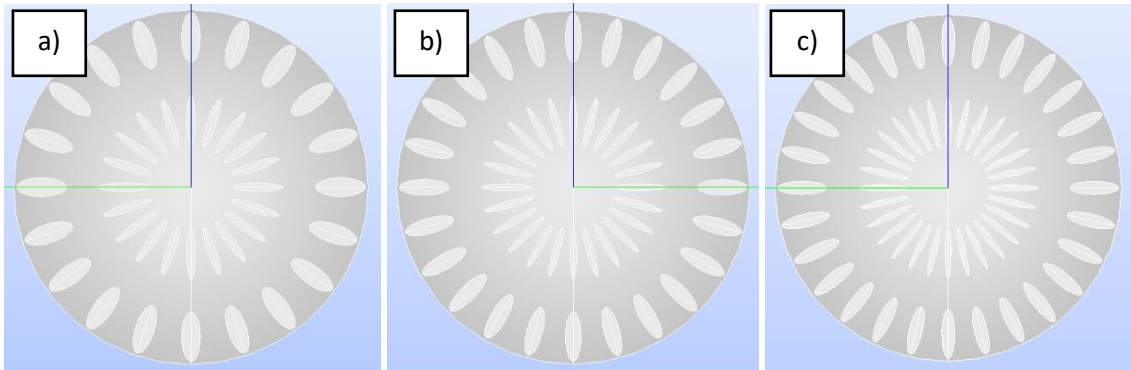


Figure 73: a) 20 rangées b) 24 rangées c) 28 rangées

Afin d'obtenir différentes formes de grilles (planes, convexes ou concaves), deux paramètres sont établis. La hauteur de la grille à l'entrée « gH » puis la hauteur de la grille au centre « gHc ». Une équation parabolique passant par ces points permet de modéliser la surface extérieure de la grille. Ces variables pourront varier entre 1'' et 3'', soit des limites acceptables de l'entreprise pour un mise en marché. La Figure 74 présente ces variables.

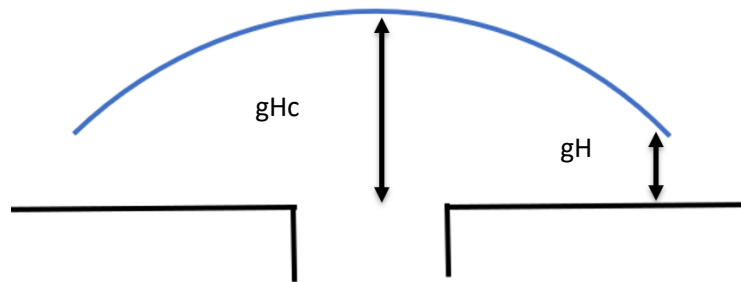


Figure 74: Explication du profil extérieur

Pour le plan factoriel, seulement la hauteur au centre varie (1'', 2'' et 3''). La hauteur de l'entrée est conservée à 1'', minimisant le nombre d'expériences. La Figure 75 présente les différentes valeurs de la hauteur centrale.

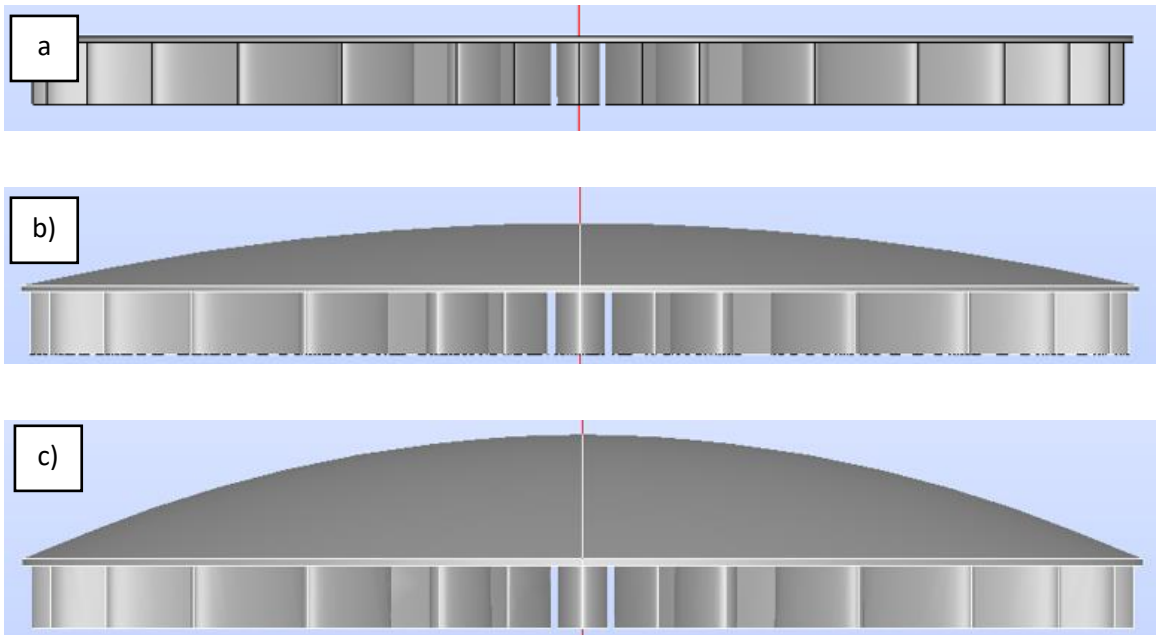
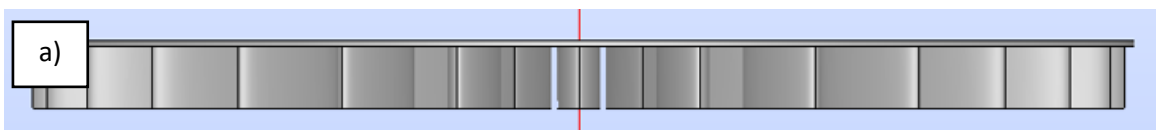


Figure 75: Variation de la hauteur au centre. a) 1'' b) 2'' c) 3''

Par la suite, si la validation des interactions est concluante, la variation de la hauteur d'entrée peut être ajoutée afin de créer une parabole inversée (Figure 76).



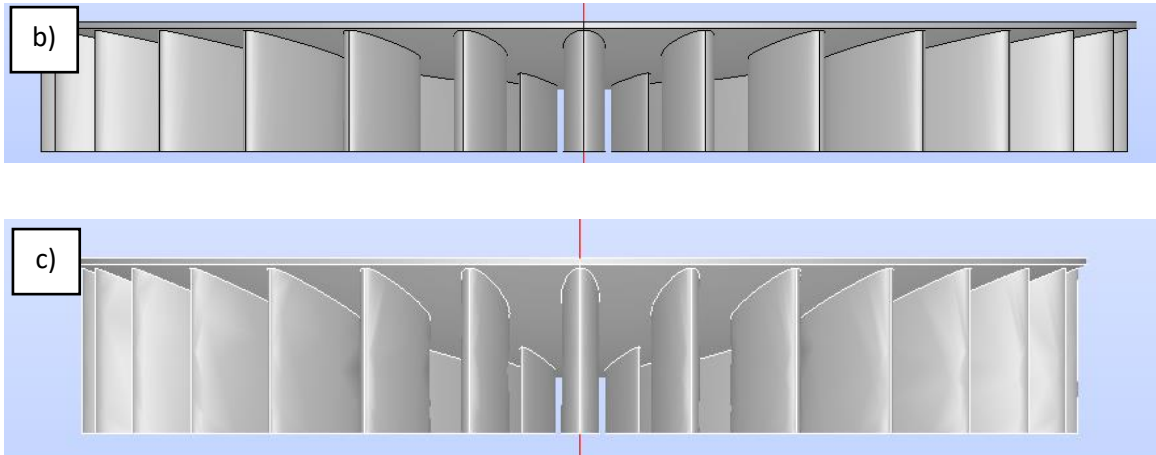
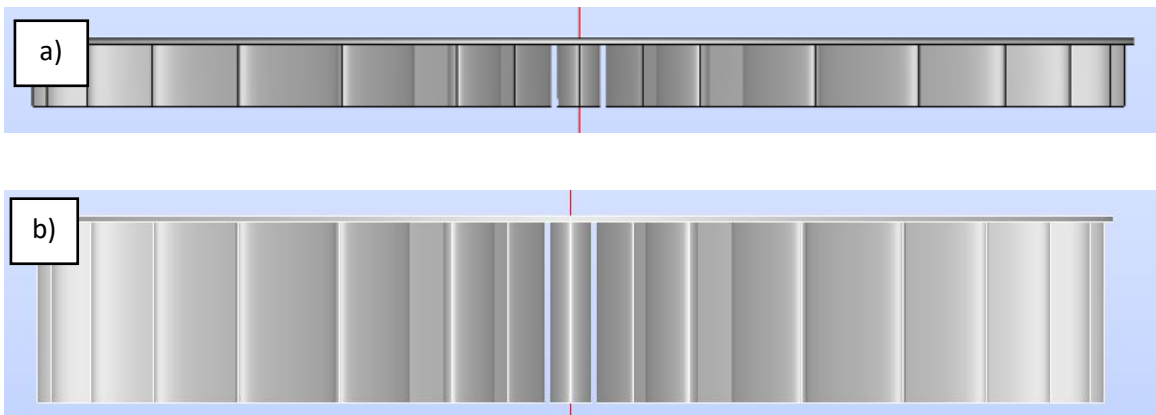


Figure 76: Variation de la hauteur à l'entrée (dôme inversé ayant 1" au centre) a) 1" b) 2" c) 3"

Avec les différentes valeurs de la hauteur à l'entrée puis celle au centre, il existe également des variations qui ont le couvercle plat (Figure 77).



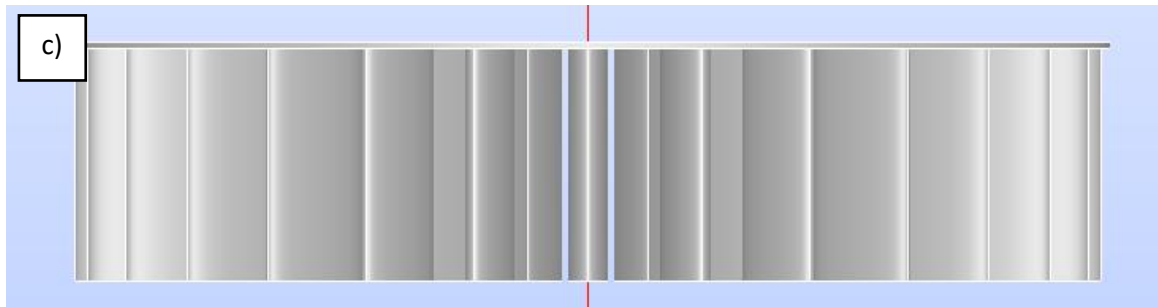


Figure 77: Variation de la hauteur (plat) a) 1'' b) 2'' c) 3''

La forme du cristal est fixée présentement à une ellipse puisque cette forme est plus aérodynamique que des triangles ou des carrés. Le but étant d'optimiser le bruit en fonction d'une limite de perte de charge. La limite du ratio de largeur est choisie pour ne pas boucher complètement le passage de l'air (0.4, 0.5, 0.6) puis le ratio de longueur pour s'assurer que les cristaux ne se touchent pas les uns les autres tout en ayant un certain profilé aérodynamique (0.6, 0.7, 0.8). Une prochaine étude pourrait regarder le comportement d'un profilé NACA dans l'objectif de limiter les pertes de charge. La Figure 78 présente les paramètres de la longueur et de la largeur des cristaux soniques tandis que la Figure 79 et la Figure 80 illustre ces variations des paramètres.

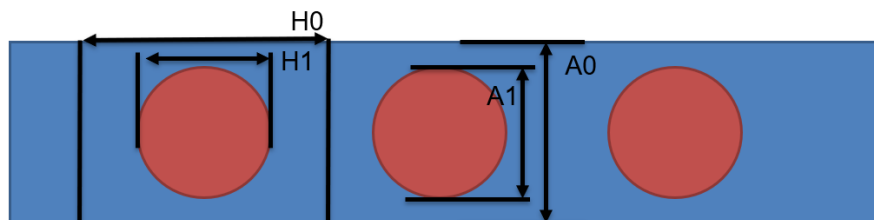


Figure 78: Explication des profils des cristaux

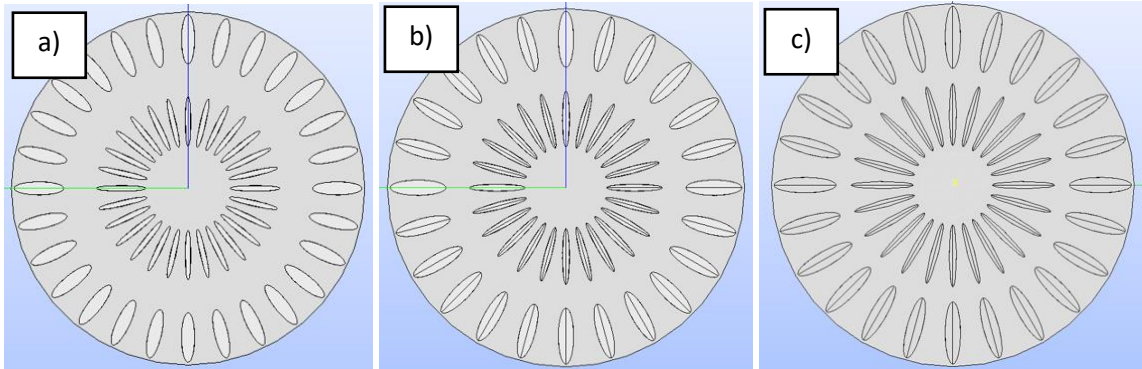


Figure 79: Variation du ratio de longueur a) 0.6 b) 0.7 c) 0.8

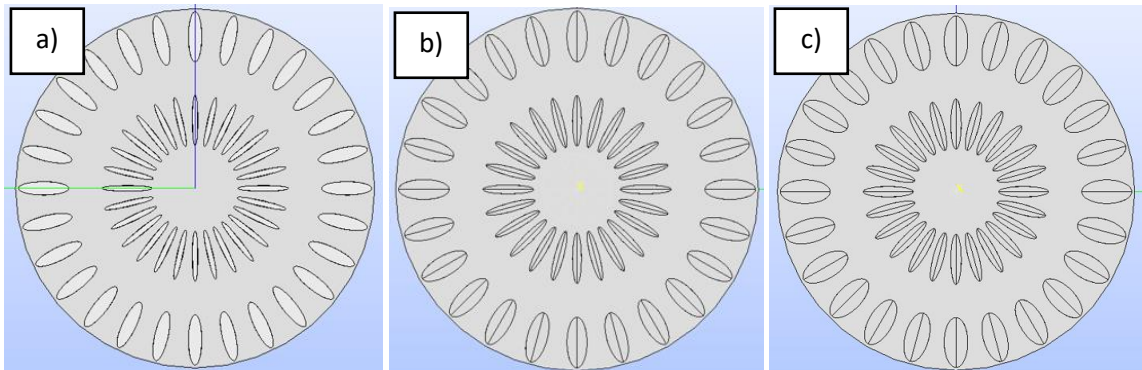


Figure 80: Variation du ratio de largeur a) 0.4 b) 0.5 c) 0.6

4.2.2. Plan d'expérience complet (3^3)

Le plan d'expérience complet possède trois paramètres : le ratio de longueur, le ratio de largeur et la hauteur du centre. De ce plan à trois paramètres et trois niveaux résulte 27 expériences. De plus, aucune répétition n'est nécessaire puisque les expérimentations sont

numériques, la répétabilité est donc parfaite. Ce plan ainsi que les résultats sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 11: Plan d'expérience complet (3^3)

Test	H1H0r	A1A0r	covH	Loss
1	0,6	0,4	1	4,19
2	0,7	0,4	1	3,16
3	0,8	0,4	1	1,63
4	0,6	0,5	1	6,72
5	0,7	0,5	1	5,66
6	0,8	0,5	1	3,77
7	0,6	0,6	1	10,1
8	0,7	0,6	1	9,18
9	0,8	0,6	1	7,17
10	0,6	0,4	2	5
11	0,7	0,4	2	4,11
12	0,8	0,4	2	2,55
13	0,6	0,5	2	7,23
14	0,7	0,5	2	6,28
15	0,8	0,5	2	4,43
16	0,6	0,6	2	10,38
17	0,7	0,6	2	9,49
18	0,8	0,6	2	7,51
19	0,6	0,4	3	7,31
20	0,7	0,4	3	6,15
21	0,8	0,4	3	4,08
22	0,6	0,5	3	9,53
23	0,7	0,5	3	8,37
24	0,8	0,5	3	6,1
25	0,6	0,6	3	12,7
26	0,7	0,6	3	11,61
27	0,8	0,6	3	9,28

L'analyse des résultats (Tableau 12) pour ce test a été effectuée avec Minitab. L'analyse de variance présente une singularité : il n'y a aucun facteur F ni p. Ceci s'explique parce qu'il n'y a aucune répétition donc aucune erreur (égale à zéro).

Tableau 12: Analyse de variance (3³)

Analyse de la variance

Source	DL	SomCar ajust	CM ajust	Valeur F	Valeur de p
Modèle	26	211,721	8,1431	*	*
Linéaires	6	210,879	35,1465	*	*
H1H0r	2	40,715	20,3576	*	*
A1A0r	2	136,342	68,1710	*	*
covH	2	33,822	16,9108	*	*
Interactions à 2 facteur(s)	12	0,830	0,0692	*	*
H1H0r*A1A0r	4	0,153	0,0382	*	*
H1H0r*covH	4	0,389	0,0973	*	*
A1A0r*covH	4	0,288	0,0721	*	*
Interactions à 3 facteur(s)	8	0,012	0,0015	*	*
H1H0r*A1A0r*covH	8	0,012	0,0015	*	*
Erreur	0	*	*		
Total	26	211,721			

Puisqu'il est difficile de tirer des conclusions à partir de l'analyse de variance du départ, il est toujours possible d'observer les interactions entre les paramètres à l'aide du diagramme des interactions (Figure 81). Ce dernier présente qu'il n'y a aucune interaction entre les paramètres puisqu'il n'y a aucun changement de direction ni courbe qui se croise.



Figure 81: Diagramme des interactions (3^3)

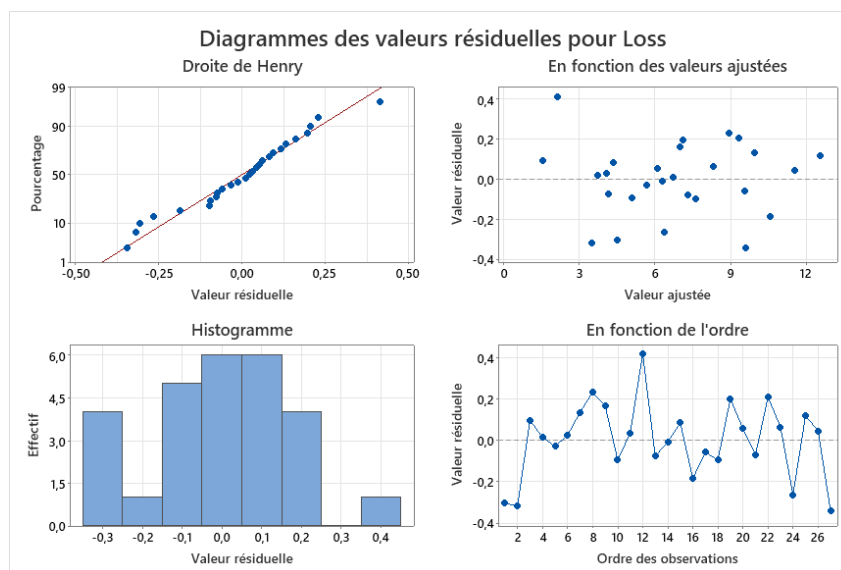
Le calcul de l'erreur provient de la répétition des expériences ou mesures. Puisque ces dernières sont numériques et que la répétabilité est parfaite, cette erreur ne peut être calculée. Également, le terme de Fisher « F » et la probabilité « p » découlent de l'erreur. Le « p » est important puisqu'il présente la probabilité d'occurrence. Plus la valeur de « p » est petite ou près de zéro, plus il est probable qu'est un paramètre influent. Il faut donc trouver une solution pour obtenir ces termes permettant l'analyse du plan d'expérience. Il suffit de regrouper les interactions ensemble (ou négliger les interactions) et de les transférer dans l'erreur. Ainsi, il est possible de voir s'il y a des paramètres influents (Tableau 13). Ici, l'analyse de variance démontre que les trois paramètres sont importants puisque la valeur de p est inférieure au alpha de 5%.

Tableau 13: Analyse de variance avec les interactions mises dans l'erreur

Analyse de la variance pour la perte par transmission

Source	DL	Somme des carrés	CM	F	P
H1H0r	2	40,715	20,3576	483,41	0,000
A1A0r	2	136,342	68,1710	1618,79	0,000
covH	2	33,822	16,9108	401,57	0,000
Erreur	20	0,842	0,0421		
Total	26	211,721			

Finalement, le diagramme des valeurs résiduelles démontre la validité du plan d'expérience (Figure 82). Les valeurs suivent la droite de Henry, l'histogramme présente une courbe normale, les données sont éparpillées dans la figure en fonction des valeurs ajustées et également pour la figure en fonction de l'ordre.

Figure 82: Diagramme des valeurs résiduelles (3^3)

La conclusion du plan d'expérience complet 3^3 permet de comprendre qu'il n'y a en fait pas d'interaction entre les paramètres ratio de longueur, ratio de largeur ainsi que la hauteur au centre et également que chacun de ces paramètres est influent sur le résultat de la réduction du bruit. Le plan simplifié OA LHS peut aller de l'avant.

4.2.3. Plan d'expérience OA LHS

Le plan numérique OA LHS de 25 tests a été choisi afin de permettre que les 5 paramètres puissent varier d'au moins 5 valeurs. Cependant, le OA LHS peut faire varier encore plus l'échantillonnage. En comparaison avec le plan factoriel complet où les valeurs des niveaux sont fixées par l'utilisateur, l'OA LHS a une étendue des paramètres pseudo-aléatoire. Ces valeurs sont présentées dans le Tableau 14 et les résultats dans le Tableau 15.

Il est possible de constater la perte de charge ($globDP_{tot}$) en Pa, le diamètre extérieur de la grille ($grilleOutDiam$) en pouces ainsi que la perte par transmission (TL_{dB}) en décibels. Une particularité est que n_{LA} n'est pas un nombre décimal, mais un entier. Bien que le plan définisse la variable avec une décimale, elle est corrigée dans les scripts afin d'éviter une erreur lors que l'exécution du code. Il n'est pas possible de dessiner une fraction d'un cristal sonore. Ceci pourrait causer une erreur dans la prédiction du métamodèle.

Tableau 14: Paramètres du OA LHS

Paramètre	Valeur minimum	Valeur maximum
Nombre de cristaux angulaire (nLA)	20	28
Hauteur de la grille à l'entrée (gH)	1	3
Hauteur de la grille au ventre (gHc)	1	3
Ratio A1 / A0 (ratioA)	0.4	0.7
Ratio H1 / H0 (ratioH)	0.5	0.8

Tableau 15: Résultats OA LHS

%eval_id	interface	nLA	gH	gHc	ratioA	ratioH	globDPtot	grilleOutDiam	TLDdB
1	NO_ID	20.65	1.98	1.484	0.4726	0.5113	30.2	17.24	-4.25
2	NO_ID	24.7	2.104	2.326	0.4131	0.7286	21.9	19.06	-3.99
3	NO_ID	24.42	1.259	1.433	0.5422	0.5649	35.5	17.69	-7.09
4	NO_ID	27.22	1.604	1.604	0.6707	0.7278	39.3	19.05	-11.06
5	NO_ID	23.92	2.524	1.948	0.4973	0.7875	24	19.55	-5.24
6	NO_ID	21.73	2.176	2.917	0.587	0.5973	20.2	17.96	-10.44
7	NO_ID	25.53	2.519	2.804	0.5292	0.687	20.2	18.71	-8.36
8	NO_ID	20.3	2.986	2.247	0.5764	0.6657	22.5	18.54	-8.78
9	NO_ID	24.99	2.917	1.768	0.6278	0.7707	29.2	19.41	-9.72
10	NO_ID	22.41	1.087	2.383	0.6875	0.7455	29.5	19.2	-13.1
11	NO_ID	26.07	1.861	1.861	0.6638	0.6422	32.9	18.34	-11.41
12	NO_ID	23.79	2.758	2.758	0.6455	0.5552	21.4	17.61	-12.09
13	NO_ID	21.47	1.768	2.986	0.4388	0.7979	20	19.64	-5.13
14	NO_ID	22.59	1.648	1.98	0.5657	0.5131	26.7	17.26	-7.48
15	NO_ID	21.94	2.637	1.075	0.5152	0.7075	40.4	18.89	-5.46
16	NO_ID	23.44	1.433	1.259	0.5989	0.6764	44.2	18.62	-8.17
17	NO_ID	27.03	1.075	2.637	0.4649	0.6469	22.4	18.38	-7.07
18	NO_ID	25.3	1.368	1.087	0.4552	0.5388	41.9	17.47	-4.66
19	NO_ID	26.55	1.948	1.161	0.5469	0.7638	40.8	19.36	-5.64
20	NO_ID	21.03	2.326	1.368	0.6979	0.6152	47.8	18.11	-12.65
21	NO_ID	26.1	1.484	2.519	0.4905	0.5726	22.1	17.76	-6.83
22	NO_ID	27.67	2.383	2.524	0.6286	0.5242	22.5	17.35	-10.39
23	NO_ID	27.94	2.804	2.104	0.4242	0.5905	22.2	17.91	-3.98
24	NO_ID	20.35	1.161	2.176	0.6075	0.6989	26.8	18.81	-9.54
25	NO_ID	23.07	2.247	1.648	0.4113	0.6292	26.2	18.23	-3.22

Ne sachant pas comment prioriser la perte de charge versus la perte par transmission, il a été décidé de les explorer séparément afin de découvrir les paramètres qui les gouvernent. Le premier métamodèle a comme fonction objective la perte de charge (Tableau 16).

On voit rapidement que les paramètres atteignent les limites établies et que ces valeurs étaient prévisibles. Plus la grille est ouverte, plus l'air y circule librement. Donc le moins de cristaux, les hauteurs les plus élevées ainsi qu'un profil mince et étiré est à favoriser pour diminuer les pertes de charge. Le nombre d'itérations a atteint la limite de 25 puisque la valeur de convergence fixée était trop faible pour la précision des calculs. Cependant, il est intéressant de voir les différentes possibilités qui sont ressorties.

Tableau 16: Résultats EGO pour DP

%eval_id	interface	nLA	gH	gHc	ratioA	ratioH	globDPtot
1	NO_ID	20	3	3	0.4001	0.5001	19.5
2	NO_ID	20	3	3	0.4999	0.7999	19.1
3	NO_ID	20	3	3	0.4	0.7999	18.9
4	NO_ID	20	3	2.777	0.4	0.7999	19.5
5	NO_ID	20	3	3	0.6001	0.7999	19.2
6	NO_ID	20	2.333	3	0.5445	0.7999	19.5
7	NO_ID	20	3	3	0.5536	0.511	19.3
8	NO_ID	20	3	3	0.5541	0.7001	19.2
9	NO_ID	21.78	3	2.875	0.5758	0.7999	19.6
10	NO_ID	28	1.666	3	0.5667	0.7999	20.2
11	NO_ID	20	1	3	0.5127	0.7001	22.1
12	NO_ID	22.66	3	3	0.4315	0.5999	19.5
13	NO_ID	20	3	2.703	0.453	0.5001	20
14	NO_ID	20	3	2.333	0.4	0.5001	21.2
15	NO_ID	20	1.888	2.742	0.5001	0.7999	20.5
16	NO_ID	28	3	3	0.6001	0.7999	19.6
17	NO_ID	20	3	2.777	0.6338	0.7999	20.9
18	NO_ID	28	3	3	0.4001	0.7999	18.9
19	NO_ID	20	1	2.142	0.4	0.5001	25.5
20	NO_ID	20	3	2.76	0.5739	0.5	20.3
21	NO_ID	28	3	3	0.4445	0.7999	19.1
22	NO_ID	28	3	2.669	0.4334	0.7999	19.7
23	NO_ID	28	3	2.499	0.5161	0.7999	20.4
24	NO_ID	28	1.222	2.753	0.5999	0.8	22.6
25	NO_ID	22.66	2.333	2.729	0.4	0.5001	20.5

Ensuite, la perte par transmission est évaluée au Tableau 17. Un fait intéressant est dû à la forme de la grille, qui ressemble à un pavillon avec la hauteur à l'entrée au minimum puis la hauteur au centre au maximum. Bien que le ratioA qui est au maximum était prévisible puisqu'il

se trouve à boucher le passage, le ratioH présente une particularité intéressante. Il provoque des formes de cristaux courts, ressemblant plus à un cercle qu'une ellipse très étirée, surtout pour la rangée extérieure. C'est un avantage puisqu'un ratioH plus faible occupe moins d'espace de la cellule élémentaire et ainsi diminue le diamètre extérieur de la grille.

Les cinq premiers résultats ont été évalués également en perte de charge afin de voir quelle était l'influence des meilleurs résultats de TL sur la DP. Ceci permet de voir que des valeurs de 24 Pa ne sont pas très importantes versus les meilleurs résultats de l'optimisation avec DP qui étaient autour de 19 Pa. Ce sera donc le résultat de l'évaluation 1 qui passera à l'étape de prototypage. À noter que la transition vers le tuyau de 4" est nulle, il n'y a aucun rayon de modélisé, expliquant un niveau de perte de charge élevé.

Tableau 17: Résultats EGO pour TL

eval_id	interface	nLA	gH	gHc	ratioA	ratioH	TLdB	gLodDPtot
1	NO_ID	28	1	3	0.7	0.5949	-17.22	-24.3
2	NO_ID	22.67	2.333	3	0.7	0.7667	-15.61	-20.8
3	NO_ID	20	1	3	0.7	0.511	-17.03	-24.4
4	NO_ID	22.67	1.667	3	0.7	0.5666	-15.8	-21.7
5	NO_ID	28	3	3	0.7	0.6666	-16.43	-20.7
6	NO_ID	20	3	3	0.7	0.7999	-15.83	
7	NO_ID	27.11	1.889	3	0.7	0.5001	-14.93	
8	NO_ID	23.56	2.777	3	0.7	0.6876	-16.3	
9	NO_ID	23.56	1	3	0.7	0.6334	-17.01	
10	NO_ID	27.11	1.223	3	0.7	0.7001	-15.94	
11	NO_ID	27.11	3	2.111	0.6999	0.5001	-12.51	
12	NO_ID	28	2.777	3	0.7	0.7999	-15.96	
13	NO_ID	24.44	1	1	0.7	0.5001	-14.45	
14	NO_ID	27.11	1.889	1	0.7	0.5001	-12.35	
15	NO_ID	24.44	3	1	0.7	0.5888	-13.09	
16	NO_ID	27.11	1	1	0.7	0.6452	-14.45	
17	NO_ID	20.89	2.604	1	0.7	0.7999	-12.2	
18	NO_ID	28	2.111	3	0.7	0.658	-16.02	
19	NO_ID	27.11	1	3	0.7	0.511	-16.92	
20	NO_ID	24	2	2	0.55	0.65	-7.12	
21	NO_ID	24.44	1	2.333	0.7	0.5333	-15.28	
22	NO_ID	23.56	1	1	0.7	0.7999	-12.08	
23	NO_ID	27.11	1.889	2.777	0.7	0.7999	-14.25	
24	NO_ID	28	2.746	2.555	0.7	0.7071	-15.04	
25	NO_ID	20	2.777	3	0.7	0.5001	-14.83	

4.2.4. Particularité du dôme

Étonné par le résultat obtenu par le pavillon, une étude sur une plage de fréquence a été conduite afin de voir sa contribution sur la TL (Figure 83). Le résultat est encore plus surprenant puisqu'il affecte un peu la fréquence ciblée de 1600 Hz, mais encore plus celles avoisinantes. De plus, il semble avoir un effet semblable à une chambre d'expansion, soit une bosse qui se répète à travers les fréquences. Aussi, le fait d'augmenter la hauteur au centre permet d'augmenter la section du passage de l'air, le ralentissant et ainsi diminuer les pertes de charge. Ce dôme est donc doublement gagnant.

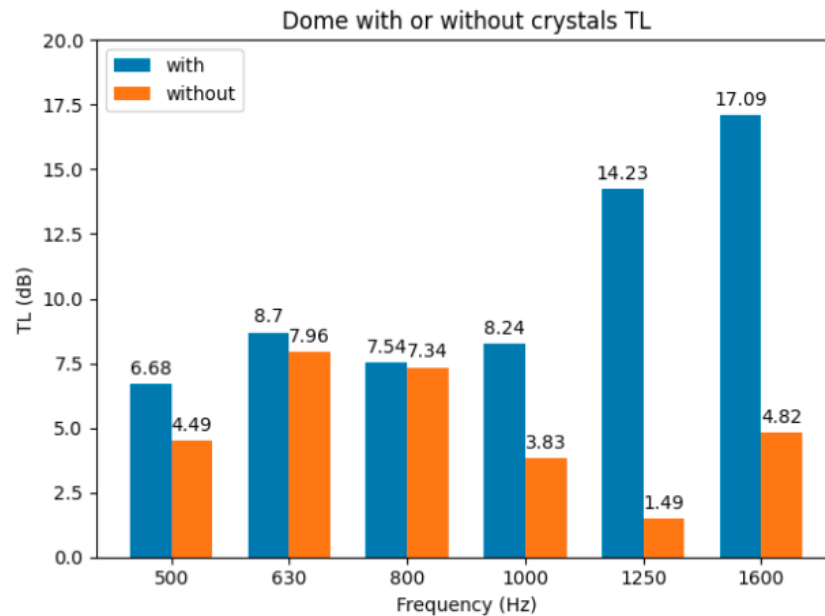


Figure 83: Effet du dôme sur la TL

4.3. Prototypage

Étant donnée la forme complexe de la grille à cause du dôme et des cristaux soniques, l'impression 3D a été choisie comme procédé de fabrication puisqu'elle serait difficile à construire manuellement. La Figure 84 présentent la grille sous toutes les angles. Une vue de côté permet de distinguer l'installation à travers le plafond (ici la structure de bois). Elle est en deux parties, celle orange possédant les cristaux soniques et une découpe dans une feuille de plastique (blanche) permettant de refermer la grille et d'y guider le passage de l'air vers le ventilateur. Ces deux composantes sont collées l'une à l'autre à l'aide d'un ruban collant sur deux faces. Ce prototype est présenté à la Figure 84 où « a) » est une vue de l'intérieure, « b) » une vue de l'extérieur ou ce que l'utilisateur voit puis « c) » une vue de côté montrant l'installation du système de ventilation.

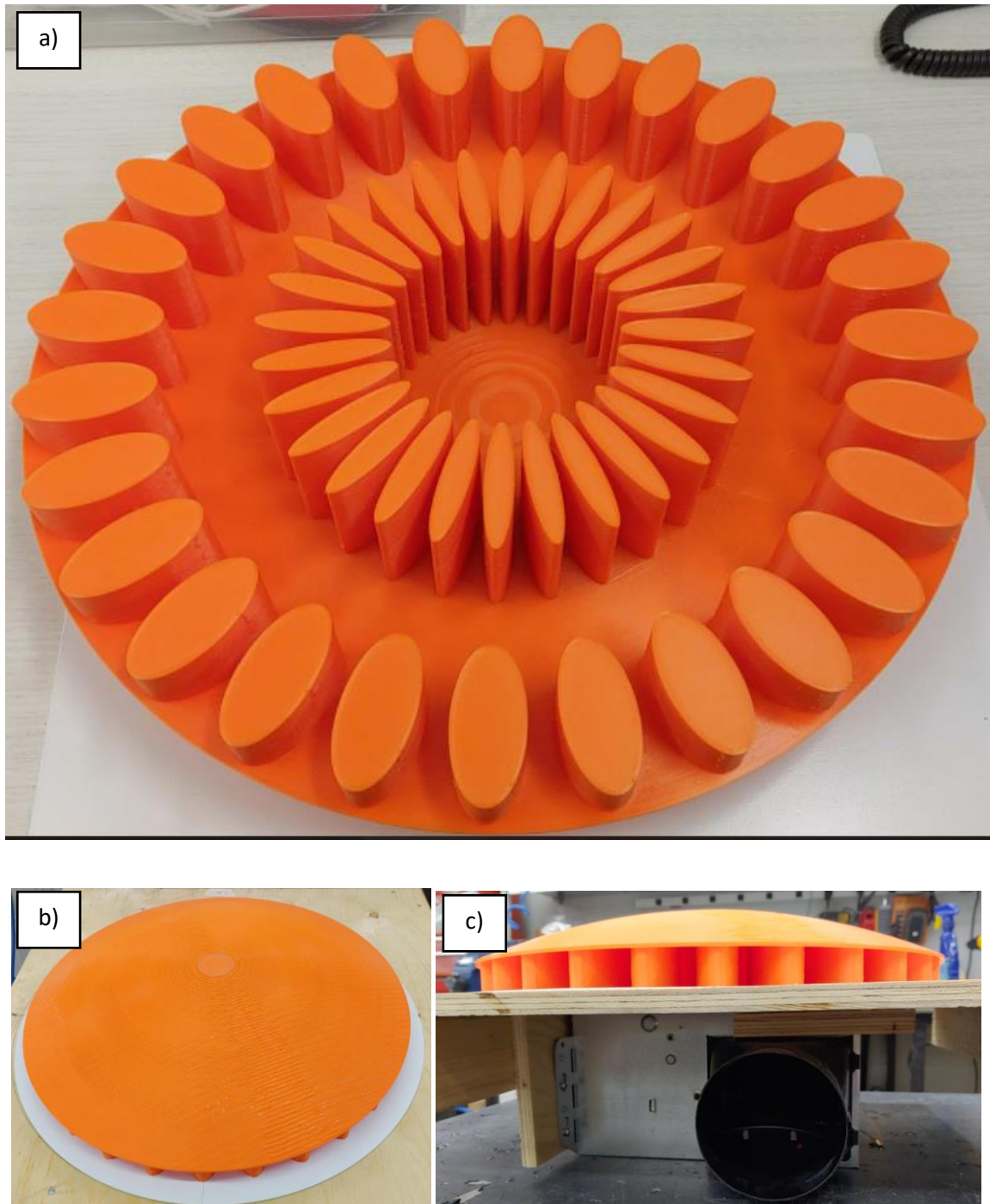


Figure 84: a) Métacage vue de l'intérieur b) Vue de l'extérieur c) vue de côté représentant l'installation où la plaque de bois est le plafond

4.4. Validation expérimentale

Ici, deux options de comparaison des résultats sont possibles. La première est de tester à un voltage constant et de changer les grilles. Ceci donne une idée comparative comme si la grille est vendue en option et que l'utilisateur l'installe directement sans modification au ventilateur. C'est le cas le plus appliqué, mais il ne permet pas une comparaison directe puisque les pertes de charges causées par les grilles changent le point d'opération du ventilateur ce qui affecte sa vitesse de rotation, donc le débit et le bruit émis.

La deuxième est de rouler les tests de ventilation et de faire varier le voltage du ventilateur pour chaque grille afin que les courbes passent par le point de mesure standard HVI, soit de 0.1 poH₂O à 110 CFM. Ceci permet de conserver la performance certifiée du ventilateur, mais impliquerait que l'utilisateur doive changer la tension de son ventilateur en plus de l'installation de la grille via l'ajout d'une autre composante.

4.4.1. Test de ventilation

La prise de mesure pour la courbe de ventilation est effectuée sur un banc de test spécialement conçu par l'entreprise (Figure 85) et utilisant la norme ISO 5167. Au départ, c'est l'unité à mesurer (ici la métacage), suivie d'un tuyau de prise de pression afin de conserver cette donnée sur le même instrument lors de la mesure de bruit. Ensuite viennent le redresseur d'écoulement puis un venturi servant à mesurer la pression et le débit. Vers la fin se situe un cône pour contrôler les variations de la pression suivi d'un ventilateur de compensation.

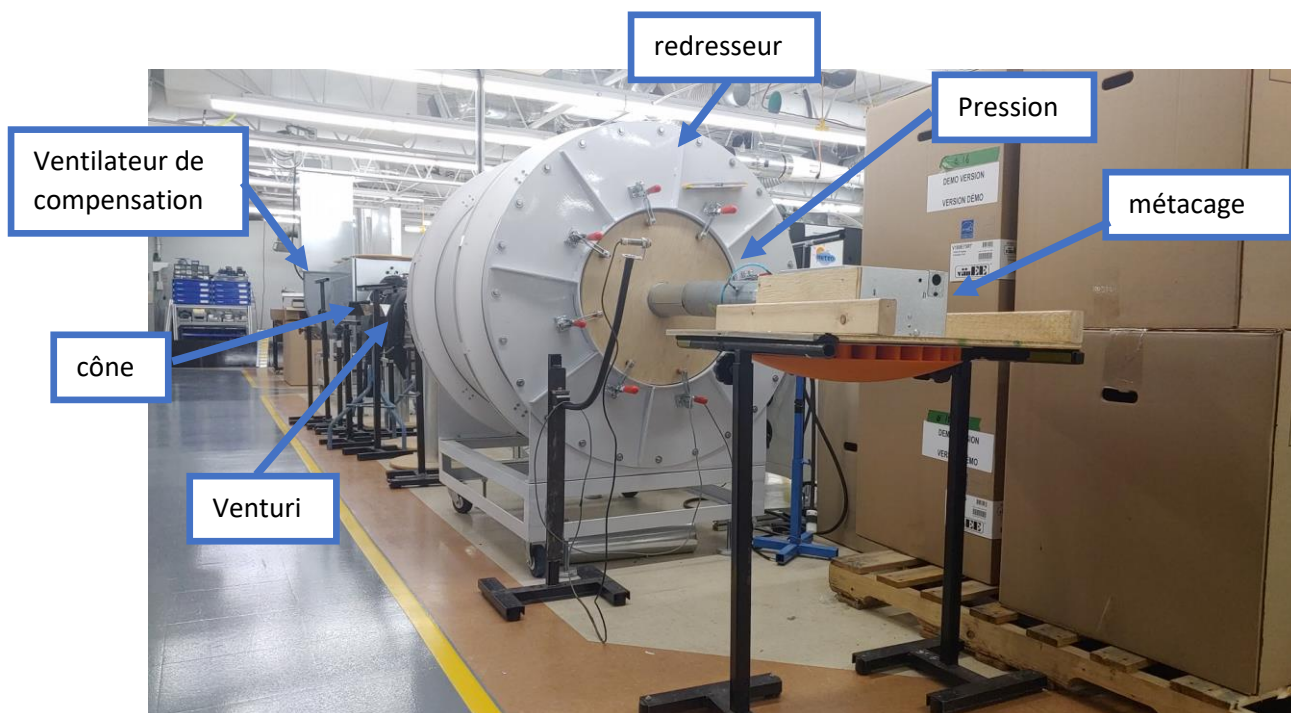


Figure 85: Banc de test de ventilation selon ISO 5167

Le cas 1 présente le cas réel, où la tension qui alimente le ventilateur est de 120VAC et que l'utilisateur remplace simplement la grille. On constate au préalable que le ventilateur, même sans grille, a un débit de 106 CFM à 0.1 poH₂O, ce qui est en dessous du 110 CFM de la certification. Ceci peut s'expliquer parce qu'HVI permet une erreur de 10% sur le débit. La grille standard est à 104 CFM puis la *CleanCover* à 103 CFM. La métacage quant à elle est à 97 CFM, ce qui est en dessous des prédictions et en dehors de la marge de manœuvre. Il faut donc investiguer sur les raisons de cette erreur. Les différents cas sont illustrés dans la Figure 86.

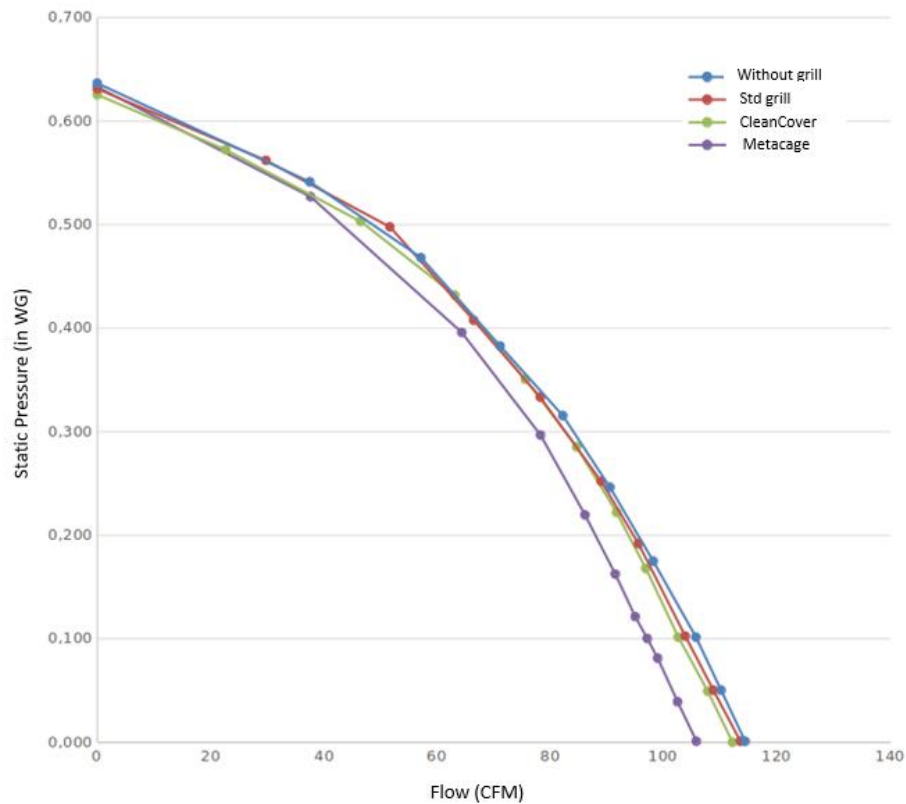


Figure 86: Test de ventilation cas 1

L'erreur de calcul de la perte de charge (DP) pourrait provenir du fait que la métacage a été modélisée avec une entrée se réduisant à un diamètre de 4", ce qui est plus petit que l'entrée du ventilateur qui elle est de 5,5". Le choix d'une entrée de 4" a été fait afin de permettre de rester en onde plane jusqu'à une fréquence de 2000 Hz et aussi de réduire le diamètre extérieur de la grille qui est déjà de 18" dans cette configuration. La Figure 87 présente le réducteur de la métacage, installé directement sur le ventilateur.

Un adaptateur a été conçu afin de faire la transition entre la métacage et l'entrée du ventilateur (Figure 87). Il serait probable que cette transition n'offre pas une direction optimale

de l'air pour ce dernier et cause des effets imprévisibles. Pour valider cette hypothèse, une courbe de ventilation a été effectuée avec seulement cet adaptateur, permettant de séparer les pertes causées par la métacage et ceux de l'adaptateur.



Figure 87: AE110 sans grille avec réducteur 4po

Afin de mieux évaluer les pertes occasionnées par les grilles, les courbes de ventilation ont été refaites en passant toutes par le point HVI. Par la suite, elles ont été ramenées à des courbes à régime de rotation (RPM) constant. C'est ainsi qu'il est possible de comparer. La Figure 88 présente ces courbes ramenées à un RPM constant de 1000 RPM en ayant passé par le point d'opération HVI. Il est possible de remarquer la même tendance.

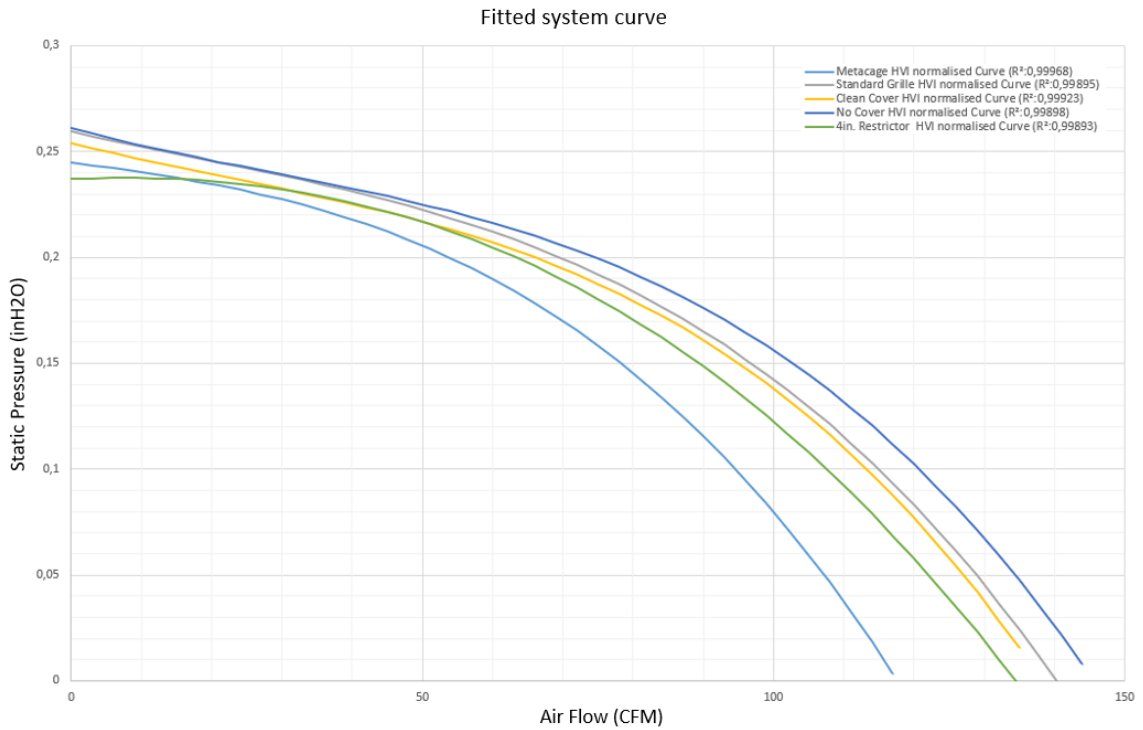


Figure 88: Courbe de ventilation à RPM constant (passe par point HVI)

La Figure 89 présente l'écart de pression des différentes grilles par rapport à la courbe sans grille, ce qui revient théoriquement aux résultats des simulations. Il est possible de voir que l'effet du réducteur est non négligeable puisqu'il vaut pratiquement la moitié des pertes de l'assemblage de la métacage avec le réducteur. Les valeurs des courbes de la métacage et du réducteur à 110 CFM sont présentées dans le Tableau 18.

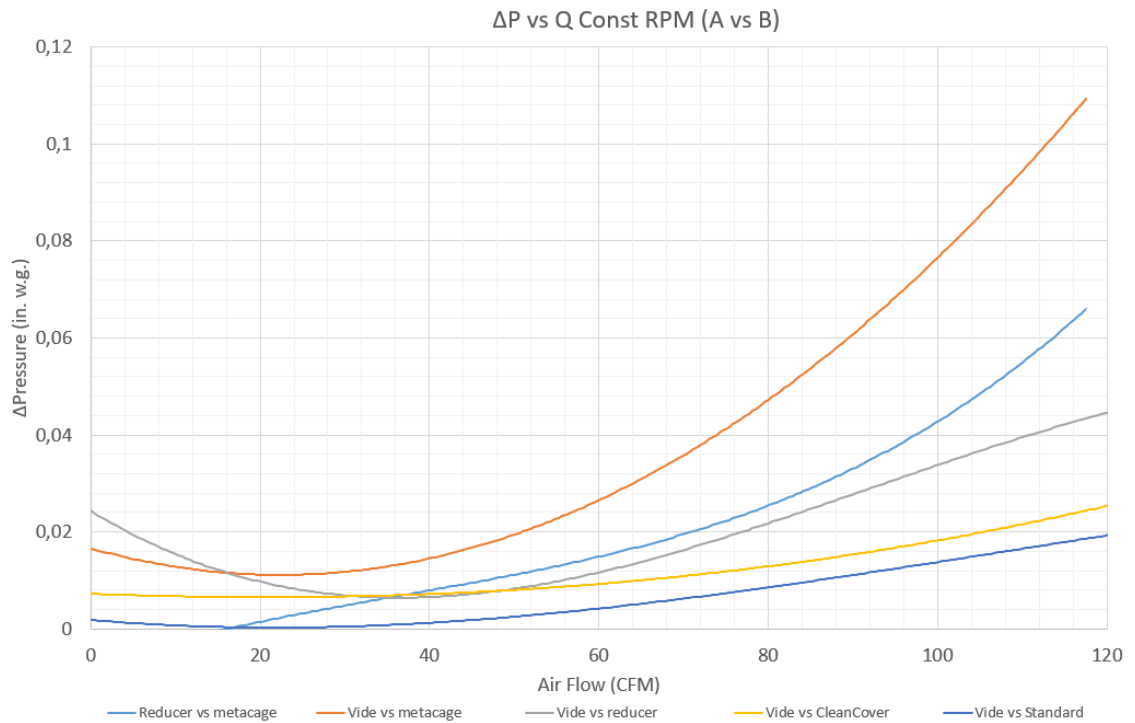


Figure 89: Perte de charge à RPM constant AE110

L'analyse de la perte de charge causée par les différentes composantes permet d'isoler la perte de charge de la métacage seulement, sans le réducteur permettant la transition de la métacage vers l'entrée du ventilateur.

Tableau 18: Perte de charge du réducteur et de la métacage

	InH2O à 110CFM	Pa
Reducer	0,0395	9,8276
Metacage	0,0944	23,48672
delta	0,0549	13,65912

Ensuite, des simulations numériques ont été lancées afin de valider l'effet du rayon sur les pertes de charge. Ces dernières révèlent que l'adaptateur (4po rayon) est la source de la discordance. Le Tableau 19 présente les différentes configurations testées ainsi que la différence entre les résultats et la mesure en laboratoire. On peut voir que la simulation de la CleanCover (CC) concorde avec les mesures (5,6 vs 5,5 Pa) ainsi que l'installation sans grille (0,9 vs 0 Pa). De plus, la métacage (MC) avec l'entrée sans rayon (4po carré) semble correspondre avec la mesure en laboratoire (24,3 vs 23,5 Pa).

Tableau 19: Comparatif CFD/Mesure de l'effet des entrées sur les grilles

MC	CC	Vide	4po carré	4po rayon	inlet AE110	CFD	Mesure	Écart
x			x			24,3	-	-
x				x		10,8	23,5	-12,7
	x			x		6,8	-	-
	x				x	5,6	5,5	0,1
		x	x			17,7	-	-
		x		x		2,1	9,8	-7,7
		x			x	0,9	0	0,9

Le test de ventilation a été également fait sur le ventilateur A110 qui possède les mêmes composantes à l'exception de la roue qui est moitié moins profonde que l'AE110. Ces résultats (Figure 91) sont intéressants parce que la grille standard possède le même résultat, mais la métacage est moins restrictive sur cette unité. Elle est à 7 Pa (0,03 poH₂O, ce qui est pratiquement équivalent à la CleanCover, qui était la cible de départ. Ceci démontre que la perte de charge directement causée par la grille de ventilation peut perturber l'admission d'air du ventilateur, diminuant les performances mesurées versus celles prévues et pouvant varier d'une

roue de ventilation à l'autre. Il est possible de discerner sur la Figure 90, la différence de profondeur des roues. Celle de gauche est l'AE110 puis celle de droite l'A110, ayant des pales plus courtes.

Un point important est que la perte de charge de la grille devrait être qualifiée avec un montage permettant d'isoler l'effet de perturbation d'air sur la capacité du ventilateur. De plus, il serait important de conserver le même diamètre d'entrée avec le même rayon que la volute originale afin d'éliminer ce type d'erreur.



Figure 90: Comparaison entre les roues de l'AE110 et l'A110

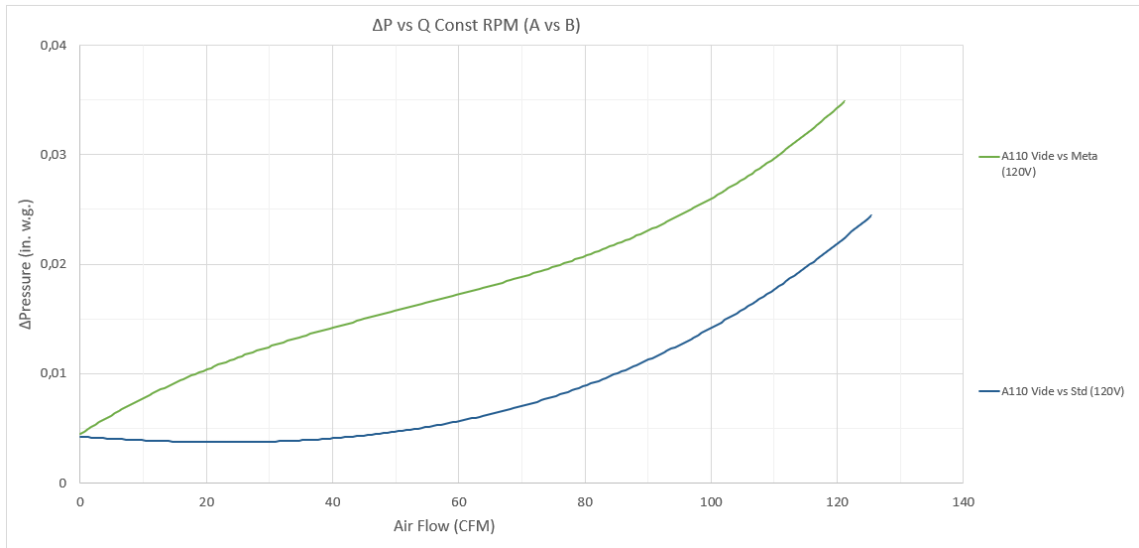


Figure 91: Perte de charge à RPM constant A110

Finalement, la Figure 92 présente les courbes de ventilation des différentes grilles sur l'A110 à 120V. Il est possible d'y percevoir des valeurs semblables pour les grilles standard et CleanCover par rapport au AE110, mais aussi un effet moindre pour la métacage à 102 CFM versus 97 CFM à 0,1 poH₂O.

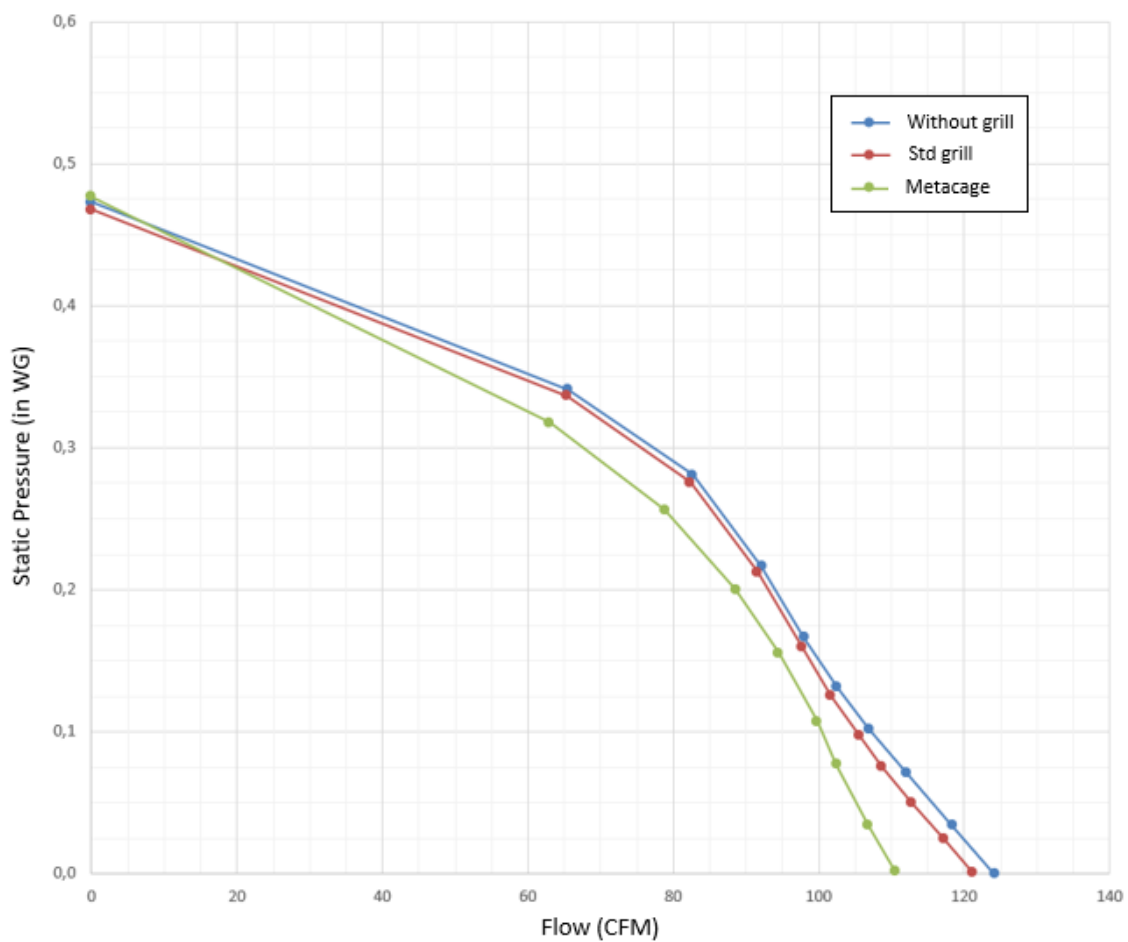


Figure 92: Comparaison des grilles sur l'A110 à 120V

4.4.2. Test de bruit

La première mesure acoustique est avec le cas 1, soit avec une alimentation de 120v constant pour toutes les grilles. Cette technique de mesure est basée sur la norme ISO 9614 et utilise l'intensimétrie à l'aide d'une sonde microphonique à deux microphones.

Le banc de test est constitué de l'unité installée sur un support, suivie du tuyau de prise de pression afin de confirmer que le ventilateur fonctionne au bon point d'opération (même point de pression et même RPM). Il faut également faire l'ajout d'un accéléromètre afin de valider la vitesse de rotation dans le cas de la métacage puisqu'il est impossible de pointer un tachymètre laser sur le ventilateur comparativement aux autres grilles. Ensuite, ce sont une série de transitions progressives pour se conclure avec une terminaison anéchoïque. Le prisme rectangulaire fait de broches métalliques sert de référence de dimension de l'espace pour la mesure d'intensimétrie (Figure 93).

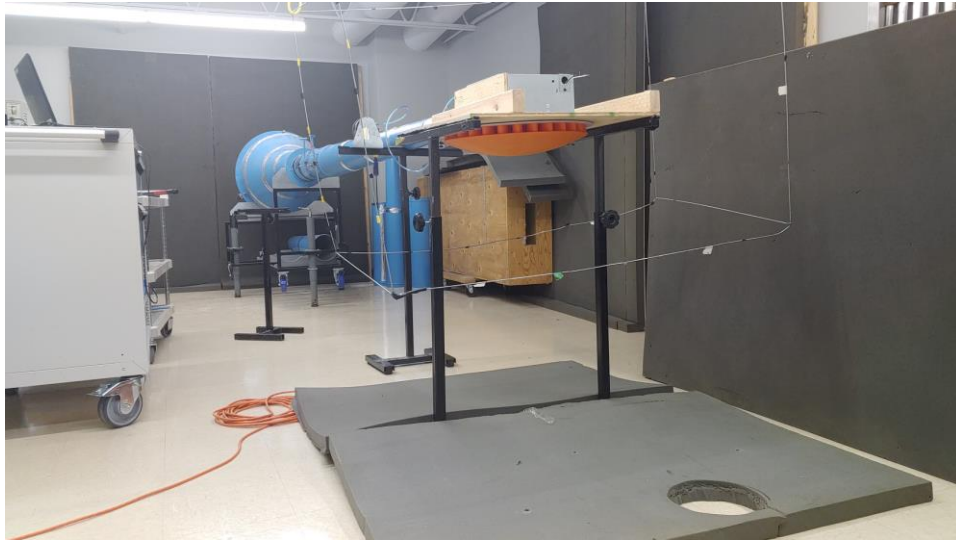


Figure 93: Prise de mesure (Intensimétrie) selon ISO 9614

La Figure 94 présente le spectre de bruit en dB(A) (bandes histogrammes) et en sone (courbes) sur une plage de bande de tiers d'octave de 50 Hz jusqu'à 10 kHz de la métacage versus

la grille standard. Ce bruit passe de 1,14 sone (sans grille et grille standard) ou 0,99 sone (CleanCover) à 0,37 sone (métacage) pour le 120V constant, soit une réduction d'environ 70%. Ceci représente une diminution de 50 dB(A) à 43 dB(A).

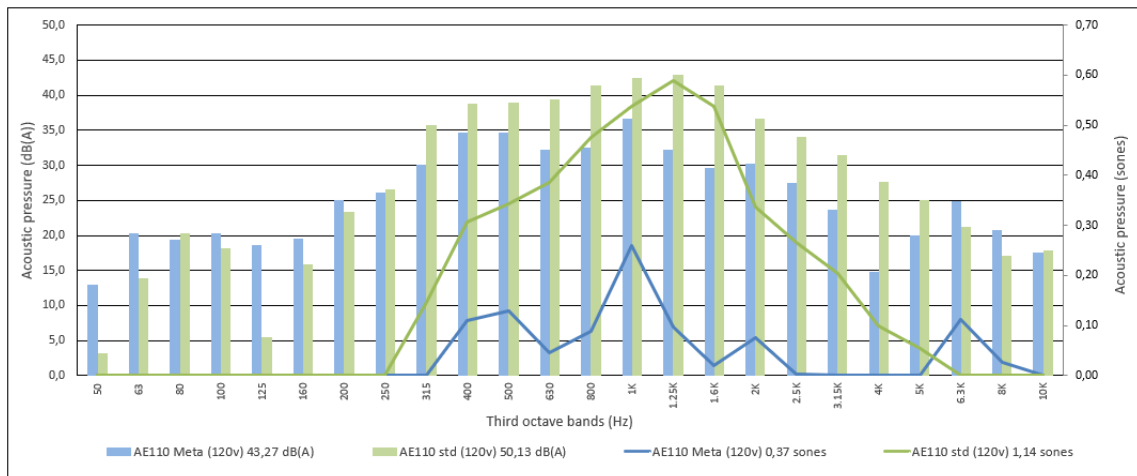


Figure 94: Mesure bruit – AE110 sans grille vs métacage (dB(A) et sone)

Une façon intéressante de visualiser l'effet de la métacage sur le spectre de bruit est en observant la perte par insertion pour les bandes de tiers d'octave (Figure 95). On retrouve la forme de la TL simulée à l'aide de Code_Aster et on y perçoit également un phénomène de deuxième pic d'atténuation des cristaux soniques vers 4 kHz.

Il est également important de noter qu'il y a une augmentation du bruit pour les basses fréquences (50 à 200 Hz) puis des hautes fréquences (6,3 et 8 kHz). Il faut donc faire attention de quelle façon les cristaux soniques sont configurés et sur quel spectre de bruit ils doivent agir

afin de ne pas empirer le bruit. Puisque c'est une perte par insertion, les valeurs positives représentent une diminution du bruit et les valeurs négatives, une augmentation du bruit.

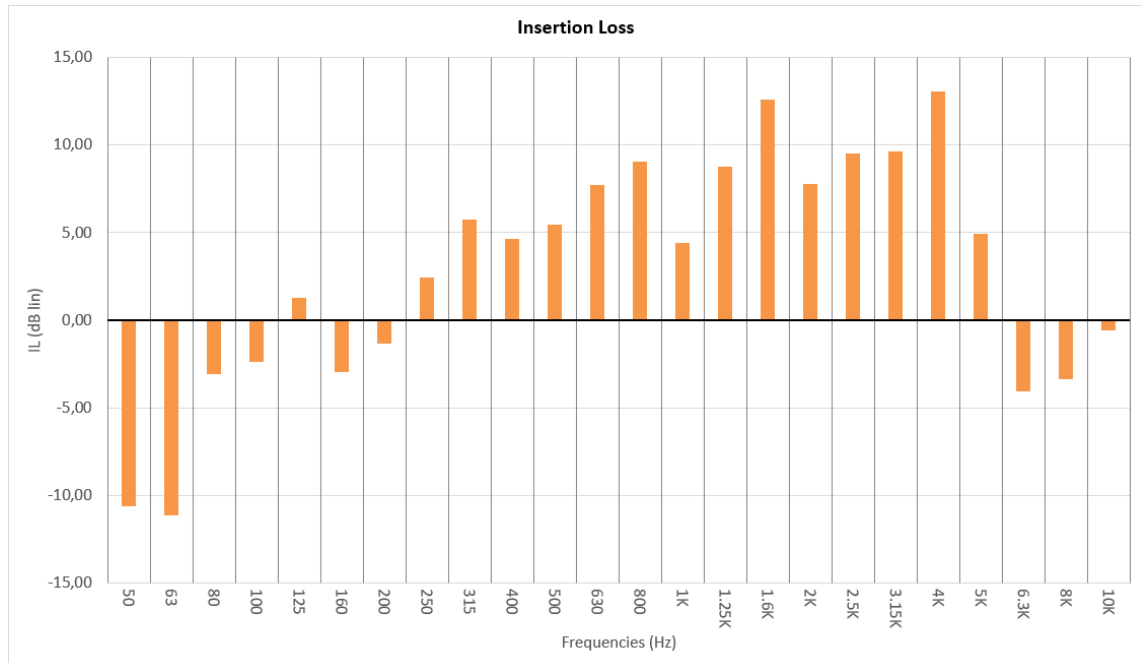


Figure 95: Perte par insertion de l'AE110 sans grille et l'ajout de la métacage

Le phénomène de deuxième pic a été également observé dans la thèse de Patrick Bouché. Il est aussi vrai avec un troisième cristal sonore, qui fait apparaître un troisième pic. La Figure 96 extraite de cette thèse présente la perte par transmission via le graphique (a) avec deux cristaux et (b) avec trois cristaux. La courbe rouge a un taux de remplissage de 80% et la bleue de 60%. La courbe verte est la mesure expérimentale, présentant la bonne corrélation entre les simulations et les mesures.

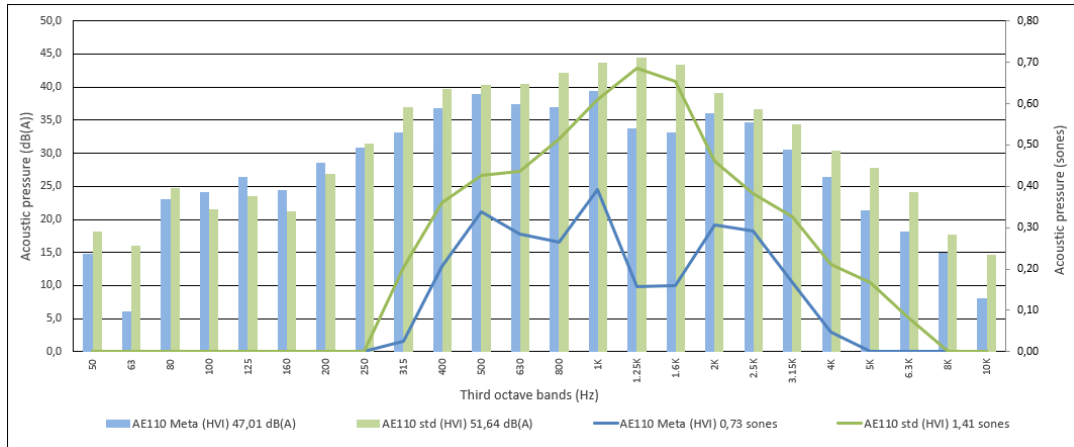


Figure 97: AE110 vs métacage au point HVI

Ensuite, la puissance acoustique a été mesurée sur l’A110 à 120 V constant. Ce dernier était certifié à 3 sones, ce qui laisse place à une plus grande atténuation de bruit. Ce qui fut le cas, puisque le niveau sonore de l’A110 est passé d’une mesure de 2,2 sones à 1 sone, soit une diminution d’environ 55% (Figure 98). On y aperçoit encore l’effet des cristaux soniques avec la même forme d’atténuation sur la plage de 500 Hz à 1600 Hz.

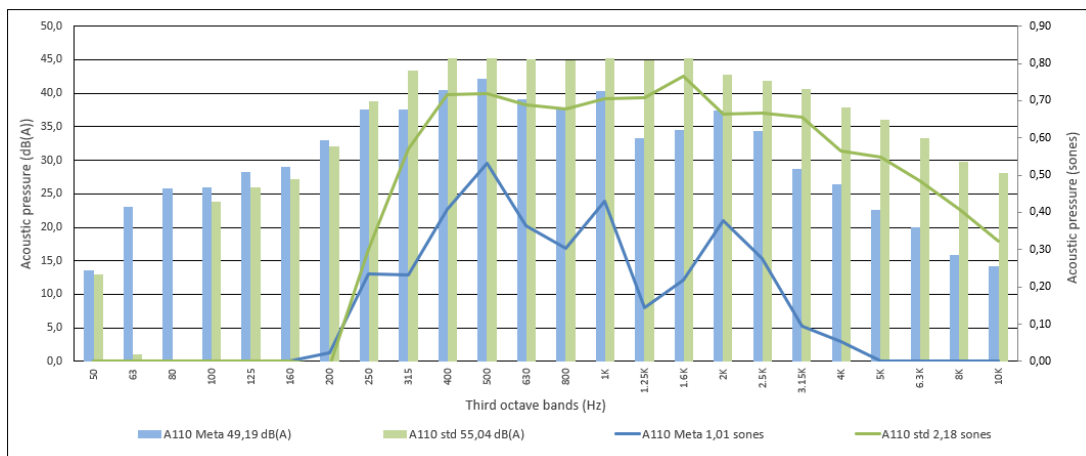


Figure 98: Mesure bruit – A110 sans grille vs métacage (sones)

4.4.3. Mesure de la TL

En comparaison avec la perte par insertion ou *insertion loss* (IL), la perte par transmission (TL) est un type de mesure qui permet de qualifier le produit indépendamment de sa source acoustique. Il est difficile de comparer les résultats de la simulation puisqu'elles représentent une TL alors que les mesures en laboratoire représentent une IL. La Figure 99 démontre cet écart. Aussi, la simulation numérique est seulement acoustique alors que la mesure comporte de l'aéroacoustique.

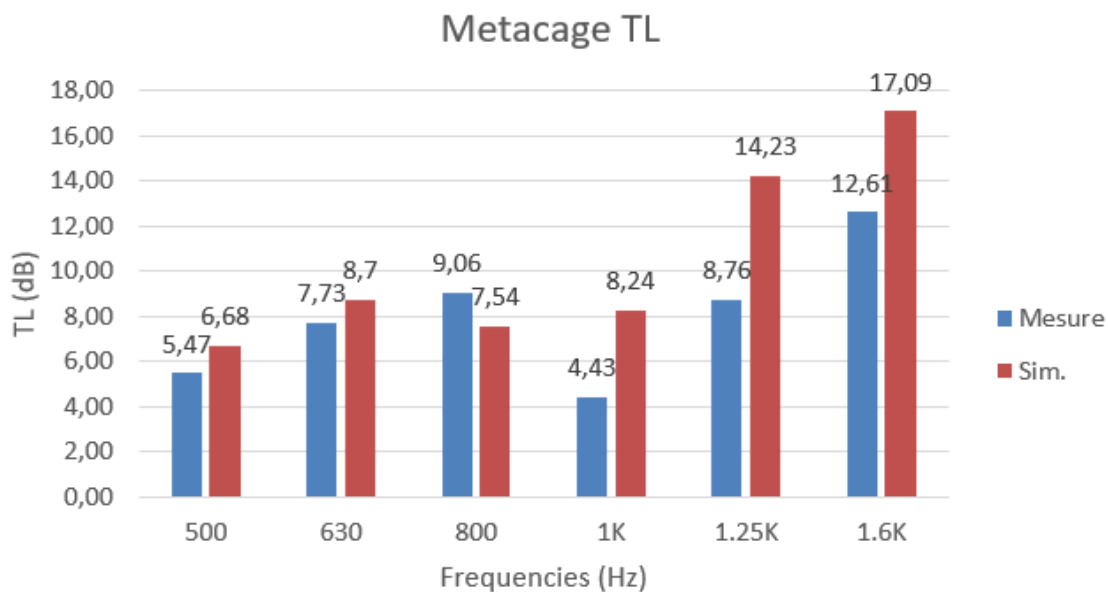


Figure 99: Comparaison IL mesuré et TL simulation

Afin d'éliminer la composante de la source acoustique et la ventilation, une mesure de TL s'impose. Celle-ci a été effectuée chez Mecanum Inc. à Sherbrooke. Cette entreprise se spécialise

dans la caractérisation de matériaux acoustiques ainsi que dans le développement et la commercialisation d'équipements de mesure acoustique. La Figure 100 présente l'installation lors des mesures effectuées sur une petite cabine réverbérante.

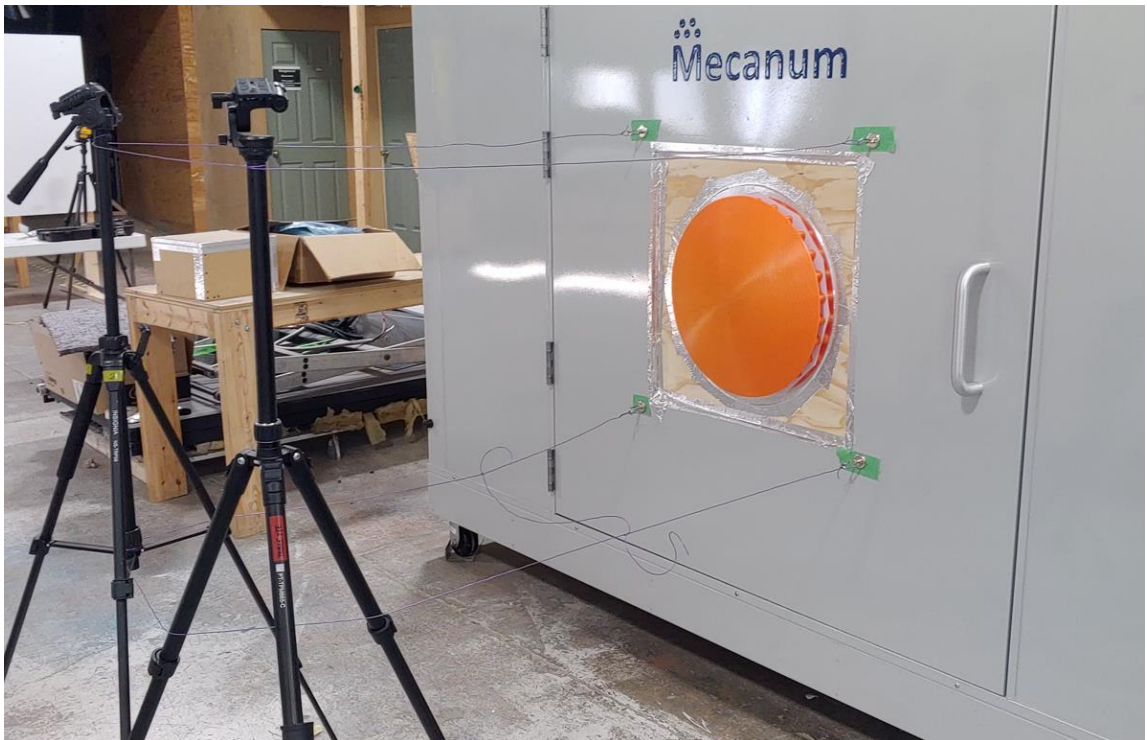


Figure 100: Mesure sur cabine réverbérante Mecanum

Sur la Figure 101, on peut constater que la forme générale de la TL est la même, mais le niveau est différent. Cette différence pourrait provenir du fait que la simulation numérique utilise l'onde incidente alors que la mesure chez Mecanum à l'aide de la chambre réverbérante produit un champ diffus. Dans certains cas où la distance entre les cristaux soniques est très petite, il serait possible qu'il soit nécessaire d'apporter un changement aux propriétés de l'air

(voire la densité) dans cette zone lors de simulations numériques (Figure 43). En effet, cette distance étant petite, il apparaît une composante thermo-visco-acoustique qui devrait être prise en compte, affectant la diminution du bruit. À titre d'exemple, dans le cas d'un résonateur d'Helmholtz à l'embouchure du col est très étroite, cette composante pourrait affecter la fréquence de résonance.

Un dernier point qui pourrait causer un décalage est que la simulation représente la TL à une fréquence seulement, qui équivaut à la valeur centrale de la bande tier d'octave. Généralement, le calcul de tiers d'octave prend la somme des fréquences qui sont incluses dans sa plage.



Figure 101: Mesure de la TL chez Mecanum

Chapitre 5 – Conclusion et travaux futurs

Pour conclure ce rapport, il serait intéressant de revenir sur l'objectif principal ainsi que les sous-objectifs afin de voir s'ils ont été adressés. Ce sera suivi d'une discussion quant à la suite à ce projet.

Peut-on diminuer le bruit sans nuire à la performance de ventilation? Oui, il est possible de diminuer le bruit sans nuire à la performance de ventilation. Il existe tout de même un lien entre la perte de charge et la perte de bruit, il faut donc s'assurer qu'au final, le produit conserve une performance de ventilation intéressante tout en atteignant une diminution du bruit significative pour que l'ajout de cette technologie soit profitable pour l'entreprise et pour le consommateur.

Quels sont les atténuateurs à privilégier? L'atténuateur qui a été choisi est le cristal sonique puisqu'il permet de diminuer le bruit tout en étant configurable selon le besoin, sans être trop restrictif à la ventilation. Lors de la durée de vie d'un produit, il sera également simple à nettoyer ou entretenir.

Peut-on intégrer les atténuateurs à la grille de ventilation? Oui, c'est possible. Cependant, plus la fréquence à atténuer est basse, plus la distance entre les cristaux est grande. Ceci peut résulter en un produit étant trop grand pour être viable en production. Il faut donc bien choisir la stratégie à utiliser afin de conserver son avantage sur les autres atténuateurs.

Quel niveau de bruit peut-on atteindre? Dans le cas des ventilateurs de salle de bain choisis, la réduction de bruit a tourné autour du 50%, ce qui est significatif. De plus, le bruit restant est en plus basse fréquence, ce qui le rend plus agréable ou moins dérangeant.

Est-ce que cette solution peut s'appliquer à d'autres produits? Bien sûr, cette stratégie d'atténuation de bruit pourrait s'appliquer aux hottes de cuisines en intégrant les cristaux soniques aux grilles. Encore mieux, aux échangeurs d'air puisqu'ils possèdent généralement de longs tuyaux acheminant l'air à différents endroits de la maison. Ces derniers sont parfaits pour insérer des cristaux soniques puisque le bruit est guidé à l'intérieur et c'est transparent à l'installation.

Quels sont les outils à développer pour obtenir des résultats? La maîtrise des outils et l'apprentissage des théories acoustiques ont pris un certain temps à développer et acquérir, voire l'utilisation des logiciels open source et la programmation, versus l'utilisation de logiciels commerciaux. Cependant, étant donné le format à vocation universelle qui a été utilisé, l'adaptation de ces outils à un projet futur sera grandement simplifiée. Aussi, des ajouts pourraient être apportées à la suite du code, permettant l'ajout de formes ou résonateurs améliorant les performances et la versatilité.

L'étude des différents atténuateurs a permis l'apprentissage de l'acoustique en général et des différents outils à utiliser, mais a aussi permis de valider les méthodes numériques en servant de cas théorique ayant été validé à maintes reprises.

La méthode numérique automatisée d'optimisation est entièrement fonctionnelle pour le développement d'une grille de ventilateur de salle de bain. Elle comprend la modélisation, le maillage, le calcul acoustique et de pertes de charge, le tout bouclé à l'aide d'algorithmes d'optimisation.

Bien que ce soit seulement un projet de maîtrise, les concepts fondamentaux des métamatériaux (ici les cristaux soniques) ont été validés et testés de différentes façons afin de comprendre les limitations et les paramètres les plus avantageux. Ainsi, il sera plus simple de guider les prochaines conceptions dans la bonne voie. Les connaissances des métamatériaux ont été accrues.

Pour conclure, l'objectif principal de réduction du bruit tout en minimisant la perte de ventilation est atteint et a même dépassé les attentes, avec l'A110 qui a diminué de plus d'un sone et l'AE110 s'approchant du seuil de 0,3 sone. Bien que les résultats aient été satisfaisants, il existe des contraintes importantes à éliminer ou du moins de limiter leurs effets. Par exemple, la distance entre les cristaux soniques est grande pour les basses fréquences, limitant son intégration à divers produits. Une piste de solution pourrait être d'effectuer une trajectoire

suivant une courbe. Ceci pourrait permettre de réduire le diamètre extérieur, ou encore d'agrandir le diamètre vers le ventilateur tout en conservant la taille extérieure. Ou encore la combinaison.

Aussi, il a été démontré qu'il est possible de combiner les cristaux soniques et une chambre d'expansion afin d'obtenir une performance accrue. Il serait possible d'y ajouter encore plus d'atténuateurs. Par exemple, les cristaux pourraient être évidés de façon à y incorporer un résonateur d'Helmholtz ou autre, ce qui permettrait d'augmenter la TL sur les fréquences restantes. La bande restante de 1000 Hz serait éliminée, amenant l'AE110 sous la barre de 0,3 sone.

Une autre piste intéressante d'exploration est l'effet des cristaux soniques à de hauts débits où la forme aérodynamique sera encore plus importante.

Références

- [1] M. Basner *et al.*, « Auditory and non-auditory effects of noise on health. », *Lancet*, vol. 383, n° 9925, p. 1325-1332, avr. 2014, doi: 10.1016/S0140-6736(13)61613-X.
- [2] T. Lee, T. Nomura, E. Dede, et H. Iizuka, « Ultrasparse Acoustic Absorbers Enabling Fluid Flow and Visible-Light Controls », *Physical Review Applied*, vol. 11, févr. 2019, doi: 10.1103/PhysRevApplied.11.024022.
- [3] G. Fusaro, X. Yu, J. Kang, et F. Cui, « Development of metacage for noise control and natural ventilation in a window system », *Applied Acoustics*, vol. 170, p. 107510, déc. 2020, doi: 10.1016/j.apacoust.2020.107510.
- [4] G. Fusaro, X. Yu, Z. Lu, F. Cui, et J. Kang, « A Metawindow with Optimised Acoustic and Ventilation Performance », *Applied Sciences*, vol. 11, avr. 2021, doi: 10.3390/app11073168.
- [5] H. Tian *et al.*, « Automatically Adaptive Ventilated Metamaterial Absorber for Environment with Varying Noises », *Advanced Materials Technologies*, vol. 6, août 2021, doi: 10.1002/admt.202100668.
- [6] H.-W. Wu, Y.-Q. Yin, Z.-Q. Sheng, Y. Li, D.-X. Qi, et R.-W. Peng, « Multiband Omnidirectional Ventilated Acoustic Barriers Based on Localized Acoustic Rainbow Trapping », *Phys. Rev. Appl.*, vol. 15, n° 5, p. 054033, mai 2021, doi: 10.1103/PhysRevApplied.15.054033.
- [7] C. Liu, H. Wang, B. Liang, Jianchun Cheng, et Y. Lai, « Low-frequency and broadband muffler via cascaded labyrinthine metasurfaces », *Applied Physics Letters*, vol. 120, p. 231702, juin 2022, doi: 10.1063/5.0096348.

- [8] S. Kumar et H. Lee, « Acoustic performance of sonic metacage consisting of Helmholtz's resonator columns with internal partitions », *Applied Acoustics*, vol. 196, p. 108887, juin 2022, doi: 10.1016/j.apacoust.2022.108887.
- [9] Y. Gao *et al.*, « Broadband thin sound absorber based on hybrid labyrinthine metastructures with optimally designed parameters », *Scientific Reports*, vol. 10, juill. 2020, doi: 10.1038/s41598-020-67688-x.
- [10] H. Long, C. Shao, Y. Cheng, J. Tao, et X. Liu, « High absorption asymmetry enabled by a deep-subwavelength ventilated sound absorber », *Appl. Phys. Lett.*, vol. 118, n° 26, p. 263502, juin 2021, doi: 10.1063/5.0055157.
- [11] C. Liu *et al.*, « Three-Dimensional Soundproof Acoustic Metacage », *Physical Review Letters*, vol. 127, août 2021, doi: 10.1103/PhysRevLett.127.084301.
- [12] M. Sun, X. Fang, D. Mao, X. Wang, et Y. Li, « Broadband Acoustic Ventilation Barriers », *Physical Review Applied*, vol. 13, avr. 2020, doi: 10.1103/PhysRevApplied.13.044028.
- [13] J. Shi, C. Liu, X. Liu, et Y. Lai, « Ventilative meta-window with broadband low-frequency acoustic insulation », *IOSR Journal of Applied Physics*, p. 94901, mars 2021.
- [14] G. Licitra, F. Bianco, F. Brocchi, U. Berardi, et L. Del Pizzo, *DESIGN AND EXPERIMENTAL VALIDATION THROUGH 3D - PRINTING OF A HIGHLY EFFECTIVE AND PERMEABLE ACOUSTIC METAMATERIAL SILENCER*. 2021.
- [15] G. Iannace, A. Bevilacqua, et I. Lombardi, « 2D Sonic Acoustic Barrier Composed of Multiple-Row Cylindrical Scatterers: Analysis with 1:10 Scaled Wooden Models », *Applied Sciences*, juin 2022, doi: 10.3390/app12136302.

- [16] M. Guild, V. Garcia-Chocano, W. Kan, et J. Sanchez-Dehesa, « Acoustic metamaterial absorbers based on confined sonic crystals », *Journal of Applied Physics*, vol. 117, mai 2014, doi: 10.1063/1.4915346.
- [17] H. M. Lee, Y. Hua, J. Xie, et H. Lee, « Parametric Optimization of Local Resonant Sonic Crystals Window on Noise Attenuation by Using Taguchi Method and ANOVA Analysis », *Crystals*, vol. 12, p. 160, janv. 2022, doi: 10.3390/cryst12020160.
- [18] A. Chen, Z.-X. Xu, B. Zheng, J. Yang, B. Liang, et J.-C. Cheng, « Machine learning-assisted low-frequency and broadband sound absorber with coherently coupled weak resonances », *Appl. Phys. Lett.*, vol. 120, n° 3, p. 033501, janv. 2022, doi: 10.1063/5.0071036.
- [19] X. Liu, X. Li, et R. Zhiying, « Miniaturized Spiral Metamaterial Array for a Ventilated Broadband Acoustic Absorber », *Shock and Vibration*, vol. 2020, p. 1-6, nov. 2020, doi: 10.1155/2020/8887571.
- [20] X. Wang, X. Luo, B. Yang, et Z. Huang, « Ultrathin and durable open metamaterials for simultaneous ventilation and sound reduction », *Applied Physics Letters*, vol. 115, p. 171902, oct. 2019, doi: 10.1063/1.5121366.
- [21] A. Mickaël, « Éléments finis en acoustique », *Code_Aster*, vol. R4.02.01, p. 10.
- [22] N. Atalla et F. Sgard, *Finite Element and Boundary Methods in Structural Acoustics and Vibration.*, CRC Press. Taylon & Francis Group, 2015.
- [23] J.-C. Cuillière, *Introduction à la méthode des éléments finis*, 2e éd. in Sciences sup. Paris: Dunod, 2016.
- [24] G. Fdez-Manin, M. Meis, et F. Varas, « Free software for numerical simulation: industrial applications », déc. 2008.

- [25] D. Leray et Y. Goth, « Acoustic Calculation With the Free Solver Code_Aster », *International Compressor Engineering Conference*, juill. 2012, [En ligne]. Disponible sur: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/2133>
- [26] A. Lehocine, S. Poncet, et H. Fellouah, *Optimization Of A Squirrel Cage Fan*. 2021. doi: 10.32393/csme.2021.237.
- [27] V. François et J.-C. Cuillère, « Integration of CAD, FEA and Topology Optimization through a Unified Topological Model », *Computer-Aided Design and application*, vol. 11, n° 5, p. 493-508, 2014, doi: 10.1080/16864360.2014.902677.
- [28] L. P. Swiler, « Dakota within the NEAMS Workbench. », Sandia National Lab. (SNL-NM), Albuquerque, NM (United States), SAND2018-8614C, août 2018. Consulté le: 19 décembre 2022. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.osti.gov/biblio/1581719>
- [29] O. Friderikos, E. Baranger, et D. Guillon, *Sizing Criterion of QSP Parts Using a Virtual Testing Local Approach*. 2017.
- [30] F. Viana, C. Gogu, et R. Haftka, « Making the Most Out of Surrogate Models: Tricks of the Trade », *Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference*, vol. 1, janv. 2010, doi: 10.1115/DETC2010-28813.
- [31] « L'acoustique | ÉMA ». Consulté le: 21 juin 2023. [En ligne]. Disponible sur: http://ema.recherche.usherbrooke.ca/?page_id=98
- [32] « Résonance de Helmholtz », *Wikipédia*. 16 mai 2023. Consulté le: 21 juin 2023. [En ligne]. Disponible sur: https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=R%C3%A9sonance_de_Helmholtz&oldid=204297702

- [33] R. Binois, « Étude de l'efficacité des silencieux à baffles parallèles et conception de solutions optimisées en basses fréquences ».
- [34] C. Chaufour, « Modélisation des écrans anti- bruit. Application des cristaux soniques au cas ferroviaire. ».
- [35] P. Bouché, « ÉLABORATION D'UNE GRILLE DE FILTRATION POUR HOTTE DE CUISINE INSPIRÉE DES MÉTA-MATÉRIAUX AYANT UN MAXIMUM D'ISOLATION ACOUSTIQUE ».
2017.
- [36] J.-M. Le Cleac'h, « Conception des pavillons acoustiques HYPEX ». *Musique et technique*, N°6, 2eme trimestre 1999. Consulté le: 22 novembre 2023. [En ligne]. Disponible sur:
<http://unepassionaudiophile.fr/wp-content/uploads/2018/01/Conception-des-pavillons-acoustiques-hypex.pdf>
- [37] B. Kolbrek, « Horn Theory: An Introduction, Part ».
- [38] « AE110 Broan® Ventilateur de 110 pi³/min, 1 sone ». Consulté le: 6 novembre 2023. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.broan-nutone.com/fr-ca/produit/ventilateurs/ae110>
- [39] T. Liu, X. Zhu, F. Chen, S. Liang, et J. Zhu, « Unidirectional Wave Vector Manipulation in Two-Dimensional Space with an All Passive Acoustic Parity-Time-Symmetric Metamaterials Crystal », *Physical Review Letters*, vol. 120, mars 2018, doi: 10.1103/PhysRevLett.120.124502.

Annexe

Résolution équation de l'onde incidente :

$$\bar{p}(x) = \bar{A}e^{-jkx} + \bar{B}e^{jkx}$$

On remplace « \bar{B} » par le ratio $\bar{R} = \frac{\bar{B}}{\bar{A}}$:

$$\bar{p}(x) = \bar{A}(e^{-jkx} + \bar{R}e^{jkx})$$

L'équation est de même forme au microphone 1 (\bar{p}_1) et au microphone 2 (\bar{p}_2) :

$$\bar{p}_1 = \bar{p}(x_1) = \bar{A}(e^{-jkx_1} + \bar{R}e^{jkx_1})$$

$$\bar{p}_2 = \bar{p}(x_2) = \bar{A}(e^{-jkx_2} + \bar{R}e^{jkx_2})$$

On met en rapport les deux termes de pression à l'intérieur du terme « H_{12} » :

$$\bar{H}_{12} = \frac{\bar{p}_2}{\bar{p}_1} = \frac{e^{-jkx_2} + \bar{R}e^{jkx_2}}{e^{-jkx_1} + \bar{R}e^{jkx_1}}$$

On introduit le terme « S_{mic} » de la distance microphonique :

$$\bar{H}_{12} = \frac{e^{-jk(x_1+S_{mic})} + \bar{R}e^{jk(x_1+S_{mic})}}{e^{-jkx_1} + \bar{R}e^{jkx_1}}$$

On isole le coefficient de réflexion « \bar{R} » :

$$\bar{R} = \frac{e^{-jkS_{mic}} - \overline{H_{12}}}{\overline{H_{12}} - e^{jkS_{mic}}} e^{-j2kx_1}$$

Pour le terme « A » puisque:

$$\overline{p}_1 = \bar{p}(x_1) = \bar{A}(e^{-jkx_1} + \bar{R} e^{jkx_1})$$

Alors on peut l'isoler de façon :

$$\bar{A} = \frac{\overline{p}_1}{e^{-jkx_1} + \bar{R} e^{jkx_1}}$$

Cas 1

\bar{A} et \bar{B} à partir de \overline{p}_1 et \overline{p}_2

$$\bar{p} = \bar{A}e^{-ikz} + \bar{B}e^{ikz} \quad (1)$$

$$\overline{p}_1 = \bar{A}e^{-ikz_1} + \bar{B}e^{ikz_1} \quad \text{et} \quad \overline{p}_2 = \bar{A}e^{-ikz_2} + \bar{B}e^{ikz_2}$$

On isole A en commençant par isoler B:

$$\overline{p}_1 = \bar{A}e^{-ikz_1} + \bar{B}e^{ikz_1}$$

$$\overline{p}_1 - \bar{A}e^{-ikz_1} = \bar{B}e^{ikz_1}$$

$$\frac{\overline{p}_1 - \bar{A}e^{-ikz_1}}{e^{ikz_1}} = \bar{B}$$

$$\overline{p}_1 - \bar{A}e^{-ikz_1}e^{-ikz_1} = \bar{B}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{A}e^{-2ikz_1} = \bar{B} \quad \text{idem pour } \bar{p}_2: \bar{p}_2 - \bar{A}e^{-2ikz_2} = \bar{B}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{A}e^{-2ikz_1} = \bar{p}_2 - \bar{A}e^{-2ikz_2}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = \bar{A}e^{-2ikz_1} - \bar{A}e^{-2ikz_2}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = \bar{A}(e^{-2ikz_1} - e^{-2ikz_2})$$

$$\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{e^{-2ikz_1} - e^{-2ikz_2}} = \bar{A}$$

On isole \bar{B} en commençant par isoler \bar{A} :

$$\bar{p}_1 = \bar{A}e^{-ikz_1} + \bar{B}e^{ikz_1}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{B}e^{ikz_1} = \bar{A}e^{-ikz_1}$$

$$\frac{\bar{p}_1 - \bar{B}e^{ikz_1}}{e^{-ikz_1}} = \bar{A}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{B}e^{ikz_1}e^{ikz_1} = \bar{A}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{B}e^{2ikz_1} = \bar{A} \quad \text{idem pour } \bar{p}_2: \bar{p}_2 - \bar{B}e^{2ikz_2} = \bar{A}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{B}e^{2ikz_1} = \bar{p}_2 - \bar{B}e^{2ikz_2}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = \bar{B}e^{2ikz_1} - \bar{B}e^{2ikz_2}$$

$$\bar{p}_1 - \bar{p}_2 = \bar{B}(e^{2ikz_1} - e^{2ikz_2})$$

$$\frac{\bar{p}_1 - \bar{p}_2}{e^{2ikz_1} - e^{2ikz_2}} = \bar{B}$$

Calculs théoriques cas 1 :

$$\bar{p} = \bar{A}e^{-ikz} + \bar{B}e^{ikz} \quad (1) \quad \text{où} \quad i\omega\bar{v} = \frac{-\partial\bar{p}}{\partial z}$$

$$\frac{-\partial\bar{p}}{\partial z} = ik\bar{A}e^{-ikz} - ik\bar{B}e^{ikz}$$

$$i\omega\bar{v} = ik\bar{A}e^{-ikz} - ik\bar{B}e^{ikz}$$

$$\bar{v} = \frac{ik}{i\omega}\bar{A}e^{-ikz} - \frac{ik}{i\omega}\bar{B}e^{ikz} \quad \text{où} \quad \frac{1}{\rho c} = \frac{ik}{i\omega}$$

$$\bar{v}\rho c = \bar{A}e^{-ikz} - \bar{B}e^{ikz} \quad (2)$$

* Conditions d'entrée, soit $\bar{p}=1$ ou $\bar{v}=1$

* Conditions de sortie, soit $\bar{p}=0$ (tube ouvert) ou $\bar{v}=0$ (tube fermé)

cas1:

entrée: $z=0, Pr=1$

$$\begin{aligned}\bar{p} &= \bar{A}e^{-ikz} + \bar{B}e^{ikz} \\ \bar{p} &= \bar{A}e^{-ik0} + \bar{B}e^{ik0} \\ \bar{p} &= \bar{A} + \bar{B}\end{aligned}\quad (3)$$

sortie: $z=L, U=0$

$$\begin{aligned}\bar{v}\rho c &= \bar{A}e^{-ikz} - \bar{B}e^{ikz} \\ 0 \rho c &= \bar{A}e^{-ikL} - \bar{B}e^{ikL} \\ 0 &= \bar{A}e^{-ikL} - \bar{B}e^{ikL}\end{aligned}\quad (4)$$

Résolution du cas 1 :

$$0 = \bar{A}e^{-ikL} - \bar{B}e^{ikL}\quad (4)$$

$$\bar{B}e^{ikL} = \bar{A}e^{-ikL}$$

$$\bar{B} = \bar{A}e^{-ikL}/e^{ikL}$$

$$\bar{B} = \bar{A}e^{-ikL}e^{-ikL}$$

$$\bar{B} = \bar{A}e^{-2ikL}\quad (5)$$

On remplace \bar{B} dans (3) :

$$\bar{p} = \bar{A} + \bar{B}\quad (3)$$

$$\bar{p} = \bar{A} + \bar{A}e^{-2ikL}$$

$$\bar{p} = \bar{A}(1 + e^{-2ikL})$$

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}}{1 + e^{-2ikL}} \quad (6)$$

On remplace A dans (5) :

$$\bar{B} = \left(\frac{\bar{p}}{1 + e^{-2ikL}} \right) * e^{-2ikL}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{p} * e^{-2ikL}}{1 + e^{-2ikL}} \quad (7)$$

Trouver les modes :

Le dénominateur de \bar{A} (équation 6) représente les modes.

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}}{1 + e^{-2ikL}} \quad (6)$$

$$0 = 1 + e^{-2ikL}$$

$$-1 = \cos(2kL) - i * \sin(2kL)$$

si $0 = \sin(2kL)$, donc $2kL = n * \pi$ et $k = \frac{2\pi f}{c}$

$$f = \frac{nc}{2L}$$

Il faut vérifier les deux contraintes, donc cos et sin

si $-1 = \cos(2kL)$, donc $2kL = (2n + 1) * \pi$

$$f = \frac{(2n + 1)c}{4L}$$

La 2eme solution est la bonne.

Cas 2

Conditions limites :

Entrée : vitesse (0.002541 m/s)

Sortie : pression (0 Pa), simule une sortie à l'air libre

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{v}\rho c}{1 + e^{-2ikL}}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{v}\rho c * e^{-2ikL}}{1 + e^{-2ikL}}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.500004-1.5010091358085345j)
B: (-0.500004-1.5010091358085345j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.5013167483021662-1.5791588180285678j)
Bi complexe: (-0.5013167483021668-1.5791588180285674j)
```

Calcul de l'erreur :

$$Phase = \tan^{-1} \frac{Im(\bar{A})}{Re(\bar{A})}$$

$$Erreur \bar{A} = 1 - \left(\frac{Phase(\bar{A}_{simulation})}{Phase(\bar{A}_{théorique})} \right)$$

$$Erreur \bar{A} = -1,13\%$$

$$Erreur \bar{B} = 1 - 1 - \left(\frac{Phase(\bar{B}_{simulation})}{Phase(\bar{B}_{théorique})} \right)$$

$$Erreur \bar{B} = -1,13\%$$

Cas 3

Conditions limites :

Entrée : pression (1 Pa)

Sortie : pression (0 Pa), simule une sortie à l'air libre

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}}{1 - e^{-2ikL}}$$

$$\bar{B} = \frac{-\bar{p} * e^{-2ikL}}{1 - e^{-2ikL}}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.5+0.16655594828564038j)
B: (0.5-0.16655594828564038j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.4997186154753504+0.15865065151376584j)
Bi complexe: (0.4997186154753504-0.15865065151376584j)
```

Erreur :

$$\text{Erreur } \bar{A} = 4,39\%$$

$$\text{Erreur } \bar{B} = 4,39\%$$

Cas 4

Conditions limites :

Entrée : vitesse (0.002541 m/s)

Sortie : vitesse (0), simule un bout de tuyau fermé

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{v}\rho c}{1 - e^{-2ikL}}$$

$$\bar{B} = \frac{-\bar{v}\rho c * e^{-2ikL}}{1 - e^{-2ikL}}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.500004+0.16655728073322665j)
B: (-0.500004+0.16655728073322665j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.5000417954872397+0.15852784197417383j)
Bi complexe: (-0.5000417954872397+0.15852784197417394j)
```

Erreur :

$$Erreur \bar{A} = 4,56\%$$

$$Erreur \bar{B} = 4,56\%$$

Cas 5

Conditions limites :

Entrée : pression (1 Pa)

Sortie : impédance (1E-16 Pa*s/m), simule une sortie à l'air libre

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{p}(Z_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.5+0.16655594828564038j)
B: (0.5-0.16655594828564038j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.499718615475351+0.1586506515130074j)
Bi complexe: (0.49971861547535096-0.15865065151300753j)
```

Erreur :

$$Erreur \bar{A} = 4,39\%$$

$$Erreur \bar{B} = 4,39\%$$

Cas 6

Conditions limites :

Entrée : pression (1 Pa)

Sortie : impédance (ρc Pa*s/m), simule une terminaison anéchoïque

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{p}(\bar{Z}_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (1-0j)
B: (-0+0j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.9977729548872387+0.028629134332847552j)
Bi complexe: (-0.001483120526171272+0.001302972225065576j)
```

Erreur :

L'arctangente de (1-0j) donne zéro et la division par zéro impossible. Si on remplace zéro par un très petit nombre, le résultat du calcul de l'erreur va tendre vers l'infini. Il est tout de même possible de constater que les valeurs simulées sont très près de la théorie.

$$\text{Erreur } \bar{B} = 9,08\%$$

Cas 7

Conditions limites :

Entrée : pression (1 Pa)

Sortie : impédance (1E16 Pa*s/m), simule un bout de tuyau fermé

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{p}(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{p}(\bar{Z}_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} + \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.500000000000204-1.5009971278315115j)
B: (0.499999999999796+1.5009971278315115j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.5001910515051778-1.5776889439399049j)
Bi complexe: (0.500191051505177+1.5776889439399049j)
```

Erreur :

$$\text{Erreur } \bar{A} = -1,16\%$$

$$\text{Erreur } \bar{B} = -1,16\%$$

Cas 8

Conditions limites :

Entrée : vitesse (0.002541 m/s)

Sortie : impédance (0 Pa*s/m), simule une sortie à l'air libre

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.500004-1.5010091358085345j)
B: (-0.500004-1.5010091358085345j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.5013167483023216-1.5791588180287375j)
Bi complexe: (-0.5013167483023212-1.5791588180287375j)
```

Erreur :

$$\text{Erreur } \bar{A} = -1,13\%$$

$$\text{Erreur } \bar{B} = -1,13\%$$

Cas 9

Conditions limites :

Entrée : vitesse (0.002541 m/s)

Sortie : impédance (ρc Pa*s/m), simule une terminaison anéchoïque

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (1.000008-5.266599963922307e-17j)
B: (-0+0j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.9995805433628279+0.027973901891018633j)
Bi complexe: (-0.0014848546230170382+0.0013063564338054994j)
```

Erreur :

L'arctangente de (1-0j) donne zéro et la division par zéro impossible. Si on remplace zéro par un très petit nombre, le résultat du calcul de l'erreur va tendre vers l'infini. Il est tout de même possible de constater que les valeurs simulées sont très près de la théorie.

$$Erreur \bar{B} = 9,08\%$$

Cas 10

Conditions limites :

Entrée : vitesse (0.002541 m/s)

Sortie : impédance (1e16 Pa*s/m), simule un bout de tuyau fermé

Fréquence : 1600Hz

Équations :

$$\bar{A} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 + 1)e^{2ikl}}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

$$\bar{B} = \frac{\bar{v}\rho c(\bar{Z}_1 - 1)}{\bar{Z}_1 e^{2ikl} - \bar{Z}_1 + e^{2ikl} - 1}$$

Résolution théorique :

```
A: (0.5000040000000227+0.16655728073322668j)
B: (-0.5000039999999774+0.1665572807332267j)
```

Résolution Code_Aster :

```
Ai complexe: (0.5000417954872397+0.15852784197417383j)
Bi complexe: (-0.5000417954872396+0.15852784197417394j)
```

Erreur :

$$\text{Erreur } \bar{A} = 4,56\%$$

$$\text{Erreur } \bar{B} = 4,56\%$$

Résultats du raffinement du maillage

Tableau 20: Raffinement du maillage du premier ordre

Convergence des petites mailles sur un résonateur d'helmoltz à 1600Hz				
0,8/0,5	0,8/0,25	0,8/0,125	0,8/0,0625	
9,914	19,355	39,702	28,059	dB
	0,4/0,25	0,4/0,125	0,4/0,0625	
	19,873	39,691	27,88	dB
		0,2/0,125	0,2/0,0625	
		35,76	26,882	dB
			0,1/0,625	
			25,77	dB

Tableau 21: Raffinement du maillage de deuxième ordre

Convergence des petites mailles sur un résonateur d'helmoltz à 1600Hz (2eme ordre)				
0,8/0,5	0,8/0,25	0,8/0,125	0,8/0,0625	
34,852	26,127	23,731	23,025	dB
	0,4/0,25	0,4/0,125	0,4/0,0625	
	26,182	23,716	-	dB
		0,2/0,125	0,2/0,0625	
		23,729	-	dB
			0,1/0,625	
			-	dB

Matrice de la revue de littérature

Voici sous forme de tableau, la revue de littérature des 20 articles.

Tableau 22: Revue de littérature

	1	2	3
Article	<i>Parametric Optimization of Local Resonant Sonic Crystals Window on Noise Attenuation by Using Taguchi Method and ANOVA Analysis</i> [17] Hsiao Mun Lee, Yuting Hua , Jinlong Xie and Heow Pueh Lee	<i>Three-Dimensional Soundproof Acoustic Metacage</i> [11] Chenkai Liu , Jinjie Shi, Wei Zhao, Xiaoxi Zhou, Chu Ma, Ruwen Peng , Mu Wang, Zhi Hong Hang, Xiaozhou Liu, Johan Christensen , Nicholas X. Fang and Yun Lai	<i>Multiband Omnidirectional Ventilated Acoustic Barriers Based on Localized Acoustic Rainbow Trapping</i> [6] Hong-Wei Wu , Yun-Qiao Yin, Zong-Qiang Sheng, Yang Li, Dong-Xiang Qi, and Ru-Wen Peng
Problématique	Augmentation de la pollution sonore causant des problèmes de santé	Les techniques traditionnelles d'atténuation de bruit ont des limites sévères.	Le design de barrières acoustiques demande toujours un compromis entre l'efficacité d'isolation acoustique et les capacités de ventilation.
Objectif	Développer une méthode d'optimisation afin d'obtenir des fenêtres avec cristaux soniques avec une grande atténuation de bruit	Proposer une structure en cage 3D qui bloque les ondes basse fréquence.	Démontrer la possibilité d'atténuer le bruit dans un milieu ventilé à l'aide de trappes acoustiques localisées en forme d'arc-en-ciel (LRTS)
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations, Optimisation avec Taguchi et ANOVA	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations
Variable	Dimensions des cristaux soniques, dimensions des résonateurs d'Helmholtz	Dimensions des labyrinthes	Dimensions des labyrinthes
Hypothèse	Il est possible de diminuer le bruit tout en permettant un échange d'air et de lumière adéquat	Il est possible de diminuer le bruit tout en permettant un échange d'air adéquat	Les LRTS sont efficaces sur de larges bandes tout en laissant suffisamment d'espace à la circulation d'air.
Mesure de performance	Ratio signal-bruit	Perte par transmission (TL)	Perte par transmission (TL)
Résultat	La méthode d'optimisation permet de mieux comprendre l'influence des paramètres afin de designer une fenêtre personnalisée au problème.	La métacage proposée permet d'atténuer le bruit tout en permettant un échange d'air.	Les LRTS permettent une atténuation relativement large bande.

Mots clés	Local resonant sonic crystals window; Noise attenuation; Structure optimization; Taguchi method	Acoustic metamaterial; Band structure analysis; Cage structures; Effective mass density; Effective medium; Effective moduli; Physical mechanism; Transmission loss	Acoustic barriers; Closed surfaces; Radial gradient; Spatial positions; Structural parameter; Structured surfaces; Subwavelength scale; Transmission loss
-----------	---	--	---

Matrice de la revue de littérature			
	4	5	6
Article	<i>Low-frequency and broadband muffler via cascaded labyrinthine metasurfaces</i> [7] Chenkai Liu, Huijun Wang, Bin Liang, Jian-chun Cheng, and Yun Lai	<i>Broadband Acoustic Ventilation Barriers</i> [12] Man Sun, Xinsheng Fang, Dongxing Mao, Xu Wang, and Yong Li	<i>2D Sonic Acoustic Barrier Composed of Multiple-Row Cylindrical Scatterers: Analysis with 1:10 Scaled Wooden Models</i> [15] Antonella Bevilacqua, Gino Iannace, Ilaria Lombardi and Amelia Trematerra
Problématique	Réduire le bruit à l'intérieur de tuyau ayant de la ventilation/écoulement de fluide.	Considérant que le bruit est très large bande, les dispositifs conventionnels d'atténuation de bruit dans un milieu ventilé ne répondent pas efficacement au besoin.	Diminuer le bruit émis par les voitures le long des routes.
Objectif	Tester la performance des silencieux équipés de métasurface labyrinthique, et ce à fréquence large bande.	Tester la performance des silencieux équipés de métasurface hélicoïdale, et ce à fréquence large bande.	Analyse de l'atténuation d'une barrière de métamatériaux
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire
Variable	Dimensions des labyrinthes.	Dimensions des labyrinthes de type hélicoïdaux	Distribution du réseau de Bragg
Hypothèse	Il est possible de diminuer le bruit large bande à basse fréquence avec la combinaison de plusieurs labyrinthes différents.	Il est possible de diminuer le bruit large bande à basse fréquence avec une métasurface hélicoïdale.	Il est possible de diminuer le bruit large bande à l'aide d'une distribution selon un réseau de Bragg
Mesure de performance	Perte par transmission (TL)	Perte par transmission (TL)	Perte par insertion (IL)
Résultat	Les résultats sont concluants (TL>15dB entre 200 et 400Hz).	Les résultats sont concluants (TL>20dB entre 1000 et 1400Hz).	Atténuation certes, mais peu de contrôle des paramètres.
Mots clés	Broad bandwidths; Broadband transmission; Lower frequencies; Metasurface; Open holes; Performance; Property; Simple++; Transmission-loss; Tunabilities	Acoustic barriers; Analytical predictions; Destructive interference; Natural ventilation; Subwavelength thickness; Wide frequency range; Working frequency; Working mechanisms	2D sonic crystals; cylindrical bars; insertion loss; metamaterials; modular bars; noise attenuation; periodic structure; scaled model

Matrice de la revue de littérature			
	7	8	9
Article	<i>Acoustic performance of sonic metacage consisting of Helmholtz's resonator columns with internal partitions</i> [8] Sanjay Kumar, Heow Pueh Lee a	<i>Ultrasparse Acoustic Absorbers Enabling Fluid Flow and Visible-Light Controls</i> [2] Taehwa Lee, Tsuyoshi Nomura, Ercan M. Dede, and Hideo Iizuka	<i>Unidirectional Wave Vector Manipulation in Two-Dimensional Space with an All Passive Acoustic Parity-Time-Symmetric Metamaterials Crystal</i> [39] Tuo Liu, Xuefeng Zhu, Fei Chen, Shanjun Liang and Jie Zhu
Problématique	Les méthodes traditionnelles d'isolation acoustique utilisent des panneaux absorbants très épais, ce qui occupe beaucoup d'espace et ne permet pas de ventilation.	Les avancés sur les métamatériaux ne permettent pas de faible ratio de remplissage du volume.	Peu d'études propose des solutions d'atténuateurs à base du concept <i>non-Hermitian Hamiltonians</i> qui respecte le <i>parity-time symmetry</i> .
Objectif	Présenter une cage 3D à base de cristaux soniques avec atténuation large bande.	Présenter une option d'atténuateur avec ultra faible remplissage de volume (moins de 5%)	Proposer une solution d'atténuateur à base du concept <i>non-Hermitian Hamiltonians</i> qui respecte le <i>parity-time symmetry</i> .
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations
Variable	Dimensions et répartition des cristaux soniques	Dimensions des cristaux soniques, dimensions des résonateurs d'Helmholtz	Dimensions et répartition des cristaux <i>PT-symmetry</i>
Hypothèse	Atténuation de bruit large bande	Atténuation parfaite pour des pics de bruits	Possibilité d'atténuer le bruit à l'aide de cristaux <i>PT-symmetry</i>
Mesure de performance	Perte par insertion	Perte par insertion	Densité énergétique
Résultat	Une atténuation du bruit large bande est possible à l'aide des cristaux soniques avec résonateurs d'Helmholtz à l'intérieur.	Atténuation quasi parfaite pour un pic de fréquence ciblé, tous en ayant un ultra faible remplissage de volume.	Piste plausible des cristaux <i>PT-symmetry</i>
Mots clés	Helmholtz's resonators; Noise mitigation; Sonic cage	Acoustic resonators; Acoustic wave transmission; Acoustic waves; Light; Metamaterials; Resonance	Acoustic fields; Hamiltonians; Metamaterials; Vectors

Matrice de la revue de littérature			
	10	11	12
Article	<i>Ventilative meta-window with broadband low-frequency acoustic insulation</i> [13] Jinjie Shi, Chenkai Liu, Xiaozhou Liu, and Yun Lai	<i>Development of metacage for noise control and natural ventilation in a window system</i> [3] Gioia Fusaro, Xiang Yu, Jian Kang, Fangsen Cui	<i>A Metawindow with Optimised Acoustic and Ventilation Performance</i> [4] Gioia Fusaro, Xiang Yu, Zhenbo Lu, Fangsen Cui and Jian Kang
Problématique	Bloquer le bruit sans bloquer la ventilation	Le bruit causé par les sources de bruits extérieures nuit au confort des gens qui veulent y passer plus de temps	Les matériaux acoustiques forcent les gens à favoriser soit la ventilation, soit la réduction de bruit
Objectif	Créer une fenêtre acoustique perméable à l'air	Améliorer la performance acoustique des fenêtres naturelles	Améliorer la performance acoustique des fenêtres naturelles
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Simulations	Simulations
Variable	Dimension des boîtes	Dimensions des cavités	Dimensions des cavités
Hypothèse	Possible d'atténuer les basses fréquences large bande	Réduction du bruit très large bande en milieu ventilé	Réduction du bruit très large bande en milieu ventilé
Mesure de performance	Perte par transmission (TL)	Perte par transmission (TL)	Perte par transmission (TL)
Résultat	Bloque 90% de l'énergie ($ p/p_0 ^2$) entre 600 et 1000Hz	TL moyenne de 30dB entre 350 et 5000 Hz	TL moyenne de 15dB entre 350 et 5000 Hz
Mots clés	Acoustic bandgap; Blocking effect; Daily lives; Low frequency acoustic; Sound energy; Subwavelength thickness; Ultra-thin; Ventilation device	Acoustic metamaterials; Acoustic performance; Broadband frequency; Environmental noise; Lateral constraints; Natural ventilation; Noise transmission; Sustainable building	Acoustic metamaterial; Ergonomic design; Finite element method; Outdoor noise control; Ventilation window

Matrice de la revue de littérature			
	13	14	15
Article	<i>Design and experimental ventilation through 3d printing of a highly effective and permeable acoustic metamaterial silencer</i> [14] Gaetano Licitra, Francesco Bianco, Fabio Brocchi, Lara Ginevra Del Pizzo and Umberto Berardi	<i>Acoustic metamaterial absorbers based on confined sonic crystals</i> [16] Matthew D. Guild, Victor M. Garcia-Chocano, Weiwei Kan and Jose Sanchez-Dehesa	<i>Broadband thin sound absorber based on hybrid labyrinthine metastructures with optimally designed parameters</i> [9] Yong-xin Gao, Yuan-peng Lin, Yi-fan Zhu, Bin Liang, JingYang, JunYang2 & Jian-chun Cheng
Problématique	Le bruit est la deuxième source de pollution pour l'humain après la qualité de l'air	Les cristaux soniques créent des pertes thermo-visco-acoustique lors de haut taux de remplissage	Les matériaux d'atténuation conventionnels sont lourds ou fibreux et limitent la ventilation
Objectif	Diminuer le bruit dans les milieux ventilés	Trouver comment simuler les pertes thermo-visco-acoustiques des cristaux soniques	Créer un métamatériau compact avec atténuation large bande
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations
Variable	Dimensions des conduits	Formules des propriétés complexes de l'air (densité)	Dimensions des conduits
Hypothèse	Atténuer le bruit sur une large bande	Il est possible de simuler le comportement thermo-visco-acoustique	Il est possible de créer un atténuateur large bande compact
Mesure de performance	Perte par transmission (TL)	<i>normalized viscous boundary layer thickness</i>	Coefficient d'absorption
Résultat	Possibilité de diminuer le bruit, mais les TL ne sont pas très élevés et aucun résultat quant à la ventilation	Possibilité de calculer la densité, la vitesse du son ainsi que le <i>bulk modulus</i>	Excellente absorption sur une plage de 600 Hz
Mots clés	Acoustic impedance; Acoustic noise; Acoustic wave absorption; Architectural design; Deposition; Fused Deposition Modeling; Metamaterials; Numerical methods; Numerical models; Sound insulating materials;	ResearchGate : sonic crystals	article; computer simulation; genetic algorithm; geometry; inner ear; prediction; sound; theoretical study; thickness

Matrice de la revue de littérature			
	16	17	18
Article	<i>Machine learning-assisted low-frequency and broadband sound absorber with coherently coupled weak resonances</i> [18] Chen, Zi-Xiang Xu, Bin Zheng, et al	<i>High absorption asymmetry enabled by a deep-subwavelength ventilated sound absorber</i> [10] Long, Houyoua; Shao, Chena; Cheng, Yinga; Tao, Jianchenga; Liu, Xiaojuna	<i>Ultrathin and durable open metamaterials for simultaneous ventilation and sound reduction</i> [20] Xiaole Wang , Xudong Luo, Bin Yang , and Zhenyu Huang
Problématique	Les faibles résonances couplées cohérentes rendent difficile la conception d'atténuateur d'absorption optimaux large bande	Les offres de résonateurs à l'aide de métamatériaux sont complexes à réaliser	Les métamatériaux offerts consomment beaucoup d'espace
Objectif	Créer une méthode d'optimisation par intelligence artificielle capable de répondre à la problématique	Créer un résonateur à l'aide de matériaux simple de réalisation	Créer un métamatériau mince
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations
Variable	Paramètres des résonateurs	Paramètres des résonateurs	Paramètres des résonateurs
Hypothèse	Il est possible de créer un atténuateur large bande à partir d'IA	Il est possible de concevoir des métamatériaux simples de réalisation	Il est possible de concevoir des métamatériaux plus minces
Mesure de performance	Coefficient d'absorption	Coefficient d'absorption	Perte par transmission (TL)
Résultat	Modèle configurable pour obtenir différents résultats	Résonateur labyrinthique avec mousse d'absorption	La mince paroi perforée avec cavités résonantes offre des atténuations intéressantes
Mots clés	Absorption spectroscopy; Bayesian networks; Machine learning; Natural frequencies; Numerical methods; Sound insulating materials; Acoustic wave absorption	Frequency modulation; Metamaterials; Resonators; Ventilation	Architectural acoustics; Efficiency; Metamaterials; Orifices; Ventilation

Matrice de la revue de littérature		
	19	20
Article	<i>Miniaturized Spiral Metamaterial Array for a Ventilated Broadband Acoustic Absorber</i> [19] Xingxing Liu , Xiang Li, and Zhiying Ren	<i>Automatically Adaptive Ventilated Metamaterial Absorber for Environment with Varying Noises</i> [5] Hongxing Tian, Xiao Xiang, Keming He, Chuanyu Liu, Suxia Hou, Shuxia Wang, Yingzhou Huang, Xiaoxiao Wu and Weijia Wen
Problématique	Les métamatériaux en milieux ventilés sont toujours un défi à cause de la contradiction entre les requis pour atténuer le bruit et ceux permettant la circulation de l'air	Les méthodes d'atténuations de bruit conventionnelles à l'aide de fibre poreuses consomment de l'espace et peuvent causer des problèmes de santé
Objectif	Créer un métamatériau efficace en réduction de bruit tout en permettant beaucoup de ventilation	Développer un métamatériau qui s'ajuste automatiquement selon le bruit de l'environnement
Méthodologie	Expérimentation en laboratoire, Simulations	Expérimentation en laboratoire, Simulations
Variable	Paramètres des résonateurs	Paramètres dimensionnels des tiroirs
Hypothèse	Il est possible de concevoir un métamatériau qui permet la ventilation	Il est possible de concevoir un métamatériau adaptatif automatique
Mesure de performance	Coefficient d'absorption	Coefficient d'absorption
Résultat	Cristal sonore en forme de colimaçon permet de la ventilation et une réduction du bruit	Type de tiroir qui s'ouvre ou referme selon la fréquence acoustique à cibler, le tout géré électroniquement de façon automatique
Mots clés	Acoustic waves; Flow of fluids; Metal drawing; Metamaterials; Ventilation	Acoustic wave absorption; Metamaterials; Sound insulating materials; Ventilation