



HAL
open science

Acoustique des chaudières hybrides : optimisation et contrôle par une approche qualité sonore

Carine Au

► **To cite this version:**

Carine Au. Acoustique des chaudières hybrides : optimisation et contrôle par une approche qualité sonore. Acoustique [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2016. Français. NNT : 2016ENAM0071 . tel-01769586

HAL Id: tel-01769586

<https://pastel.hal.science/tel-01769586>

Submitted on 18 Apr 2018

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

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

École doctorale n° 432 : Science des Métiers de l'ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité " Acoustique "

présentée et soutenue publiquement par

Carine AU

le 15 décembre 2016

**Acoustique des chaudières hybrides :
Optimisation et contrôle par une approche qualité sonore**

Directeur de thèse : **Sofiane KHELLADI**

Co-encadrement de la thèse : **Bénédicte HAYNE-LECOCQ**

Jury

M. Jean-Louis TÉBEC, Ancien Professeur, LMVA, Arts et Métiers ParisTech

M. Serge LÉWY, Ancien Directeur de Recherche, DSNA, ONERA

M. José R. de FRANÇA ARRUDA, Professeur des Universités, Université de Campinas

M. Marc TRÉLA, Docteur ENSAM, e.l.m. leblanc

M. Sofiane KHELLADI, Professeur des Universités, DynFluid, Arts et Métiers ParisTech

Mme Bénédicte HAYNE-LECOCQ, Professeur ENSAM, LMVA, Arts et Métiers ParisTech

M. François VUILLAUME, Directeur Développement, e.l.m. leblanc

Président

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Invité

**T
H
È
S
E**

REMERCIEMENTS

Cette aventure, débutée il y a quatre ans, a été une expérience enrichissante durant laquelle j'ai grandi humainement et tant appris. Le résultat n'aurait pas été celui qu'il est sans le soutien et la contribution de nombreuses personnes.

En premier lieu, je tiens à remercier mon directeur de thèse, Sofiane Khelladi, pour m'avoir accueillie dans son laboratoire et pour avoir assumé la direction de ma thèse.

Je ne peux exprimer pleinement ma gratitude et ma reconnaissance de l'aide et du soutien apportés par Jean-Louis Tébec et ma co-directrice de thèse, Bénédicte Hayne. J'ai eu la chance de bénéficier de l'expérience du LMVA, d'une ambiance excellente que je qualifierai de familiale, et de leur passion communicative pour la recherche, que j'espère d'autres pourront profiter. Merci pour votre écoute et les nombreuses heures passées sur l'encadrement de ma thèse. Nos innombrables et enrichissants échanges vont me manquer.

Mes remerciements vont à Marc Trela pour la confiance qu'il m'a accordée en m'intégrant dans son équipe pré-développement à e.l.m. leblanc. Je souhaiterai aussi témoigner ma gratitude pour sa patience et sa compréhension face à mes faiblesses en communications orales.

Je souhaiterai remercier François Vuillaume pour avoir vu le potentiel de mes travaux et pour m'avoir fait confiance en m'accordant la responsabilité de développer l'activité en acoustique au sein de l'entreprise.

Mes remerciements et ma gratitude vont à messieurs Serge Léwy et José Roberto de França Arruda qui ont accepté spontanément de rapporter ma thèse.

Merci à mes collègues d'e.l.m. leblanc, qui ont fait régner une ambiance de travail très agréable, et plus particulièrement à mes « compatriotes mexicains », messieurs Paul Bouteiller et Baptiste Hervé, avec qui j'ai partagé les mêmes doutes et difficultés dans cette aventure commune.

Mes remerciements s'adressent aussi à tous les élèves que j'ai rencontrés pendant ces années passées au LMVA, notamment Benjamin S., Josué, Daniel, Pierre, Kevin, Benjamin L., Thibaud, Mégan, Nicolas, Clément, Philippe et Jean-Loup.

Je remercie également les personnels de l'atelier des Arts et Métiers ParisTech, en particulier Yannick et Jean-Baptiste, ainsi que ceux du service informatique, et spécialement Jean-François.

Merci à tous ceux qui ont pris le temps de participer aux divers tests d'écoute, et notamment aux doctorants et aux encadrants de DynFluid.

Enfin, je voudrais exprimer ma gratitude et ma reconnaissance à mes sœurs : Emilie, Valérie, Nathalie et Magali pour le soutien affectif et les encouragements qu'elles m'ont apportés. Un remerciement spécial va à ma maman à qui revient aussi le mérite de l'aboutissement de toutes ces années d'éducation.

TABLE DES MATIERES

Introduction.....	9
Chapitre 1 Problématique – Démarche de recherche.....	13
1.1. Contexte	14
1.2. Enjeux industriels	14
1.3. Présentation et description de la chaudière hybride.....	15
1.4. Problématique.....	18
1.5. Démarche de recherche	19
1.5.1. APSYD	19
1.5.2. Utilisation de la méthode TRIZ.....	21
1.5.3. Comparaison de la démarche APSYD et de la méthode TRIZ.....	22
1.5.4. Graphique des interactions	24
1.5.4.1. Graphique complet.....	25
1.5.4.2. Graphique simplifié	25
1.6. Conclusion	26
Chapitre 2 Analyse acoustique et vibratoire des chaudières actuelles.....	29
2.1. Mise en œuvre du banc d’essai.....	31
2.1.1. Conditions d’installation et de fonctionnement de la chaudière hybride sur le banc.....	31
2.1.2. Matériel de mesure	32
2.1.2.1. Logiciel d’analyse suite dBFA et sa configuration	32
2.1.2.2. Capteurs	32
2.2. Etude de la chaudière hybride V1.0	32
2.2.1. Etude des sources sonores et des phénomènes acoustiques intervenant dans le système	33
2.2.1.1. Etude du bruit du compresseur.....	33

Pulsations de pression.....	34
Magnétostriction.....	35
Conclusion sur l'étude du compresseur.....	37
2.2.1.2. Etude des bruits d'écoulement dans les conduits d'air.....	38
2.2.1.3. Etude du bruit du ventilateur.....	38
2.2.1.4. Coïncidences ventilateur/magnétostriction.....	39
2.2.2. Effet acoustique et vibratoire des autres éléments constitutifs de la V1.0.....	40
2.2.2.1. Evaluation de l'isolement acoustique par l'habillage.....	40
2.2.2.2. Effet des éléments de découplage vibratoire.....	42
Essais vibratoires sur les flexibles du circuit hydraulique.....	42
Mesures avec les flexibles en place.....	43
Comparaison avec et sans flexibles.....	48
Conclusion sur l'effet des flexibles du circuit hydraulique.....	49
Effet des plots élastiques entre l'équerre et la PAC.....	49
2.3. Etude de la chaudière hybride V1.5.....	52
2.3.1. Différences entre la V1.0 et la V1.5.....	52
2.3.2. Ventilateur.....	55
2.3.3. Compresseur.....	58
2.3.4. Synthèse des essais sur la V1.5.....	60
2.3.5. Efficacité de l'habillage.....	61
2.4. Synthèse comparative de la V1.0 et de la V1.5.....	62
2.5. Conclusion sur l'analyse des chaudières actuelles.....	62
Chapitre 3 Proposition de solutions pour réduire le niveau sonore de la chaudière hybride.....	65
3.1. Comparaison de différents types de compresseurs.....	66
3.1.1. Description des compresseurs testés.....	66
3.1.2. Méthode et moyens d'essais.....	68
3.1.3. Mesures sur des compresseurs au R134a.....	70
3.1.3.1. Mesures acoustiques.....	71

3.1.3.2. Mesures de vibrations	74
3.1.3.3. Conclusion sur les compresseurs au R134a	75
3.1.4. Mesures sur un compresseur au CO ₂	76
3.1.4.1. Mesures acoustiques.....	77
3.1.4.2. Mesures de vibrations	78
3.1.4.3. Conclusion sur le compresseur au CO ₂	80
3.1.5. Conclusion sur les compresseurs au R134a et au CO ₂	80
3.2. Isolation acoustique par encoffrement global	81
3.2.1. Définition des conditions de mesure.....	81
3.2.2. Evaluation expérimentale de l'isolation par encoffrement pour différents paramètres....	83
3.2.2.1. Mesures sur habillages avec une ou deux parois, sans amortissant, sans absorbant .	83
3.2.2.2. Mesures sur habillages avec une ou deux parois, avec amortissant, sans mousse	88
3.2.2.3. Mesure sur habillage avec une paroi, avec amortissant, avec mousse dans la cavité	95
3.2.3. Conclusion sur l'isolation acoustique par encoffrement global.....	98
3.3. Découplage vibratoire du compresseur	100
3.3.1. Description du banc d'essai.....	100
3.3.2. Raideur des flexibles.....	100
3.3.3. Raideur des lyres	102
3.3.4. Choix des solutions de découplage vibratoire du compresseur	102
3.4. Etude de la distance de l'évaporateur au ventilateur sur le niveau sonore	104
3.5. Modification de la géométrie de la volute	106
3.6. Conclusion sur les propositions de solutions pour réduire le niveau sonore de la chaudière hybride	112
Chapitre 4 Etude de la qualité sonore de la chaudière hybride.....	115
4.1. Rappels	117
4.1.1. Présentation de la démarche qualité sonore	117
4.1.2. Indicateurs psychoacoustiques	119
4.1.2.1. Sonie	119

4.1.2.2. Acuité.....	121
4.1.2.3. Centre de gravité spectral	121
4.1.2.4. Force de fluctuation / Rugosité	122
Force de fluctuation	122
Rugosité.....	122
4.1.2.5. Descripteurs relatifs à l'émergence fréquentielle : TNR, PR et Tonalité.....	123
4.1.3. Types de tests sensoriels.....	124
4.1.3.1. Evaluation absolue	124
4.1.3.2. Comparaison par paires	125
4.1.3.3. Evaluation comparée.....	125
4.2. Perception sonore de la chaudière hybride par rapport aux chaudières au gaz	126
4.2.1. Objectif	126
4.2.2. Constitution de la base sonore.....	126
4.2.2.1. Matériel et emplacement du microphone	126
4.2.2.2. Configuration des modèles enregistrés.....	127
4.2.2.3. Création de la base sonore.....	128
4.2.3. Elaboration du test perceptif	130
4.2.3.1. Choix du type de test.....	130
4.2.3.2. Choix des échantillons	130
4.2.3.3. Environnement de l'expérimentation	131
4.2.4. Conduite des tests	132
4.2.5. Caractérisation des échantillons de son à l'aide d'indicateurs psychoacoustiques.....	133
4.2.5.1. Pression acoustique.....	133
4.2.5.2. Sonie	134
4.2.5.3. Acuité.....	135
4.2.5.4. Rugosité.....	136
4.2.5.5. Force de fluctuation	138
4.2.5.6. Tonalité.....	139

4.2.6. Groupe d'auditeurs constituant le jury	140
4.2.7. Analyse des moyens d'écoute	142
4.2.8. Analyse des résultats.....	144
4.2.8.1. Notes moyennes.....	144
4.2.8.2. Relation entre notes et indicateurs psychoacoustiques	147
Pression acoustique.....	147
Sonie	147
Acuité.....	151
Rugosité.....	153
Force de fluctuation	154
Tonalité.....	155
4.2.9. Conclusion sur le test comparant les sons de chaudières hybrides à ceux de chaudières au gaz.....	157
4.3. Influence du changement du spectre de raies du ventilateur sur la perception sonore de la chaudière hybride	158
4.3.1. Objectif	158
4.3.2. Musicalité d'un son stationnaire.....	159
4.3.3. Elaboration du test	161
4.3.3.1. Type de test	161
4.3.3.2. Echantillons	161
4.3.4. Environnement de l'expérimentation	163
4.3.5. Conduite des tests	164
4.3.6. Analyse des résultats.....	165
4.3.6.1. Population constituant le jury	165
4.3.6.2. Analyse des paramètres sonores	168
Analyse en Composantes Principales (ACP)	168
Analyse Factorielle des Correspondances (AFC)	171
Régressions linéaires	173

Analyse de la moyenne et de la variance	176
Analyse du plan d'expérience – Moyenne des notes.....	177
Fréquence.....	177
Emergence.....	178
Type d'accord musical	178
ANOVA – Test de Fisher-Snedecor	179
Analyse du plan d'expérience – Ecart-type	180
Fréquence.....	180
Emergence.....	181
Type d'accord musical	181
ANOVA – Test de Fisher-Snedecor	182
4.3.7. Conclusion sur l'influence du changement du spectre de raies du ventilateur sur la perception sonore de la chaudière hybride	183
4.4. Conclusions sur l'étude qualité sonore de la chaudière hybride	184
Chapitre 5 Sonorité musicale du bruit d'un ventilateur.....	187
5.1. Objectif – Démarche.....	189
5.2. Calcul du spectre de raies à partir de la répartition angulaire des pales	190
5.2.1. Etat de l'art.....	190
5.2.2. Présentation de la méthode proposée.....	192
5.2.3. Méthode expérimentale pour l'obtention du signal de pression acoustique lié au passage des pales.....	196
5.2.3.1. Banc d'expérimentation	197
5.2.3.2. Protocole de mesure	199
5.2.4. Application de la méthode	200
5.2.4.1. Conditions d'essai.....	200
5.2.4.2. Mesures.....	200
5.2.5. Validation de la méthode	202
5.2.6. Comparaison avec les méthodes précédentes.....	203

5.2.6.1. Méthode d'Ewald	203
5.2.6.2. Méthode de Mellin.....	205
5.2.6.3. Comparaison des modèles d'Ewald et de Mellin avec la méthode proposée	205
5.2.7. Conclusion sur la méthode de prévision du spectre de raies à partir de la répartition angulaire des pales.....	206
5.3. Méthode d'optimisation par l'emploi d'un algorithme génétique	207
5.3.1. Optimisation multi-objectifs.....	207
5.3.2. Transcription des contraintes traduisant la musicalité d'un bruit de ventilateur en termes d'algorithme génétique.....	209
5.3.3. Définition de l'espace de recherche des configurations de répartition de pales	210
5.3.4. Mise en place d'un algorithme génétique appliqué à la recherche de répartitions de pales produisant un spectre musicalement coloré	211
5.3.4.1. Le croisement	211
5.3.4.2. L'élitisme	212
Le « ranking »	212
La catégorisation des solutions	212
5.3.4.3. L'hybridation/mutation	212
5.3.4.4. Le brassage génétique.....	213
5.3.5. Déroulement de l'algorithme génétique.....	213
5.3.5.1. Domaine d'application	213
5.3.5.2. Données.....	213
5.3.5.3. Contraintes	214
5.3.5.4. Algorithme de calcul.....	216
5.3.5.5. Résultats	219
5.3.6. Applications à la recherche d'un accord musical donné	219
5.3.6.1. Choix des accords	219
5.3.6.2. Validation	228
5.3.6.3. Résultats sur un deuxième banc d'essais – Comparaison.....	231

5.4. Conclusion et perspectives sur la sonorité musicale d'un ventilateur.....	236
Conclusion générale	239
Bibliographie.....	241
Liste des figures.....	253
Liste des tables	261
Annexes	263
Annexe 1 - Code de l'algorithme génétique.....	263
Module « algorithme »	263
Module « init ».....	277
Module « Calcul »	279
Module « Exploitation ».....	285
Annexe 2 - Signaux temporels de la pression acoustique de roues à pales régulièrement espacées	295

INTRODUCTION

Les travaux relatés dans ce mémoire de thèse concernent une chaudière hybride composée de deux corps de chauffe : une pompe à chaleur (PAC) et une chaudière gaz à condensation. Ils ont été réalisés dans l'entreprise **e.i.m. leblanc** et dans le laboratoire **DynFluid**, équipe de **Mécanique Vibratoire et d'Acoustique** des **Arts et Métiers ParisTech**.

De nos jours, le bruit est ressenti par la population comme la toute première cause de pollution de l'environnement, bien avant la mauvaise qualité de l'eau ou de l'air. Les dernières enquêtes montrent que 80 millions d'habitants de l'Union Européenne sont exposés à des bruits inacceptables, et que 170 millions subissent des bruits provoquant une gêne incontestable. La réduction des nuisances sonores est devenue un enjeu majeur, économique, social et politique.

Depuis une vingtaine d'années, les demandes concernent souvent un nouvel aspect de l'acoustique. En effet, il ne suffit plus seulement de diminuer le niveau sonore d'un produit ou d'un environnement pour que l'utilisateur le trouve moins bruyant (c'est même parfois le contraire !). Il faut aussi changer la « forme » du bruit. Tous les acteurs : constructeurs, utilisateurs, pouvoirs publics, ont maintenant bien pris conscience que la gêne provoquée par le bruit est loin d'être liée au seul niveau sonore.

Pour ne pas gêner les utilisateurs ou les populations exposées, il faut que les produits et les environnements engendrent des sons qui soient acceptables, voire agréables. Cela oblige les industriels à maîtriser, dès la conception, l'image sonore de leurs machines, de leurs produits et de leurs environnements. Il peut être, par exemple, plus efficace de ne travailler que certains aspects du timbre d'un son pour améliorer le rapport entre le coût du traitement acoustique et son efficacité perceptive.

La notion de niveau sonore, exprimé en décibels, se révèle inadaptée à l'expression de la gêne ou de la satisfaction. Elle est remplacée par la notion, beaucoup plus générale, de qualité sonore dans le champ de l'acoustique. Ainsi, ce sont maintenant les règles de cette qualité sonore, établies sur les bases de la perception, qui décident, en amont, des dispositions qui devront être suivies par la mécanique des solides ou des fluides pour réaliser le produit.

Le problème qui se pose alors au concepteur est d'avoir la possibilité de connaître par avance les caractéristiques NVH (Noise, Vibrations and Harshness) qu'il devra donner à son produit pour que

celui-ci soit, au-delà de sa conformité aux normes environnementales, non seulement acceptable, mais porteur d'une qualité perçue de fiabilité, de robustesse, de bonne finition.

C'est seulement après avoir franchi cette première étape qu'il pourra, en s'aidant des techniques de l'acoustique et en particulier de celles de l'APSYD (Acoustique Prévisionnelle des Systèmes Dynamiques), confectionner un produit correspondant à la cible choisie.

L'acoustique étant une science très vaste, on comprend aisément la nécessaire pluridisciplinarité des approches, qui, partant souvent de la mécanique des solides ou de la mécanique des fluides, quand il s'agit de machines, arrivent finalement à la notion de perception sonore. L'acoustique ne se conçoit que parce que nous avons des oreilles. Cependant, la perception n'est pas seulement fondée sur le signal purement physique qui traduit un son, elle dépend aussi d'autres modalités sensorielles (vision et vibrations associées par exemple), et même d'autres facteurs non sensoriels (contexte, milieu social, culture, vécu du sujet, ...).

Cette thèse a donc pour objectif de développer une démarche de conception de produits prenant en compte les impératifs de la qualité sonore dès le cahier des charges. L'application de cette démarche est mise en œuvre pour une nouvelle chaudière de type hybride construite par **e.I.m. leblanc**.

Seul le régime stationnaire établi est considéré dans toute l'étude. Ce choix est motivé par le fait que cette phase de fonctionnement est la plus longue et par conséquent, la plus souvent subie par les utilisateurs.

Le chapitre 1 présente le contexte, les enjeux industriels liés à ce travail de thèse, ainsi que le produit étudié et son fonctionnement. On voit rapidement que le principal problème est d'ordre acoustique, avec un niveau sonore élevé et une mauvaise qualité sonore. Pour prendre en compte ces deux aspects lors de la conception du produit, une nouvelle démarche est employée, il s'agit de l'Acoustique Prévisionnelle des SYstèmes Dynamiques (APSYD) développée par le **Laboratoire de Mécanique Vibratoire et d'Acoustique (LMVA)** depuis une trentaine d'années. Un parallèle est recherché entre cette démarche et la méthode de résolution de problèmes TRIZ.

Le deuxième chapitre est consacré aux mesures et aux analyses acoustiques et vibratoires des deux versions existantes de la chaudière hybride. Les sources et les phénomènes produisant du bruit sont identifiés par leur spectre en fréquence. Leurs contributions sur le bruit global est analysée, et les effets des moyens d'isolation et de découplage acoustique et vibratoire sont évalués. Une comparaison est effectuée entre les deux versions de l'appareil.

Des propositions de réduction du niveau sonore sont testées dans le chapitre 3. Elles portent notamment sur une étude expérimentale de différents modèles de compresseur, sur l'isolation de l'habillage de l'appareil, sur le découplage vibratoire du compresseur par ses plots de fixation et ses tuyaux frigorifiques, sur le bruit aéraulique engendré par la proximité de l'évaporateur et du ventilateur, et sur la forme de la volute du ventilateur.

Le chapitre 4, important, résume l'étude qualité sonore qui a été menée sur la chaudière hybride. Deux tests sont réalisés ; le premier vise à comparer la perception sonore de l'appareil étudié avec des bruits référents choisis parmi les chaudières au gaz, auxquels les utilisateurs sont déjà habitués. Un second test contenant des sons à isosonie est créé en faisant varier les autres indicateurs sonores afin de rechercher la cible sonore. Nous montrons que la musicalité est un levier important sur l'acceptation du bruit.

C'est pourquoi le cinquième et dernier chapitre porte sur la musicalité du ventilateur, qui est la source de bruit la plus importante dans la chaudière hybride. Une démarche nouvelle est présentée pour concevoir une hélice qui produit un accord musical donné. La validation de la démarche sur deux bancs d'expérimentation spécialement construits donne des résultats prometteurs.

Les études bibliographiques, portant sur les différents aspects abordés durant la thèse, sont intégrées en tête des chapitres correspondant. Étant donné les différents domaines abordés, ce choix nous a paru le plus approprié.

Afin de faciliter la lecture de ce mémoire, tous les chapitres débutent par une introduction sur les sujets qui y sont abordés et s'achèvent par une conclusion spécifique. La conclusion générale s'en trouve allégée.

CHAPITRE 1

PROBLEMATIQUE – DEMARCHE DE RECHERCHE

*Nous allons exposer, dans ce premier chapitre, le contexte dans lequel s'inscrit le travail de la thèse, soumis à une convention CIFRE et avec le partenariat de l'entreprise **e.l.m. leblanc** du groupe Bosch.*

Les enjeux industriels liés à un nouveau produit, une chaudière hybride combinant une chaudière au gaz avec une pompe à chaleur, sont abordés, puis la composition et le fonctionnement de l'appareil sont présentés.

À partir des besoins constatés et exprimés par l'entreprise, plusieurs problématiques sont soulevées. Nous y répondrons en mettant en application une démarche inédite de conception de produit axée sur la qualité sonore qui est détaillée dans le paragraphe 1.5.

1.1. CONTEXTE

e.i.m. leblanc, fabricant de chaudières murales au gaz, a lancé en 2011 un nouveau produit, la chaudière *Egalis Condens Hybride*, énergétiquement plus performante qu'une chaudière au gaz seule grâce à l'intégration d'une pompe à chaleur (PAC). En effet, un gain de 10 à 20% est estimé sur l'énergie primaire et sur la facture énergétique de l'utilisateur.

À cause de l'évolution des contraintes réglementaires sur les fluides frigorigènes et de la particularité du produit, en particulier l'installation d'une PAC complète à l'intérieur des espaces de vie, des problématiques liées au bruit prennent de plus en plus d'importance. C'est dans ce contexte qu'une thèse portant sur l'acoustique a été décidée. Deux autres sujets de thèses s'insèrent dans ce projet portant sur la création de la nouvelle génération de chaudières hybrides : l'un concerne la conception d'appareils connectés et de modules associés, l'autre étudie le développement de fluides frigorigènes au CO₂.

1.2. ENJEUX INDUSTRIELS

Les apports attendus par l'industriel concernent la validation d'une nouvelle approche de l'acoustique des produits, qui place la qualité sonore en amont dans la phase de conception. Cela constitue un progrès considérable par rapport à la démarche actuelle qui attend que le prototype soit construit, voire même que le produit soit mis sur le marché, pour constater que son bruit est gênant ou trop élevé, et qui à cause de celui-ci se vend mal. Les actions correctrices sont alors très coûteuses ou impossibles.

Dans l'univers de la mécanique, c'est une approche nouvelle car on a toujours pensé qu'un système dynamique est fatalement bruyant.

La formalisation de cette démarche, autour d'un produit nouveau qui servira d'application, permettra de dégager des axes pérennes pour la conception des produits **e.i.m. leblanc**, et plus généralement pour les produits industriels mécaniques.

Enfin cette thèse devra offrir à l'entreprise des moyens d'affronter et de relever les défis posés dans son domaine d'activité, en particulier par un avantage de confort utilisateur qui la démarquera de la concurrence.

La chaudière hybride est le seul produit sur le marché français intégrant, dans un appareil compact de chauffage au gaz, une pompe à chaleur, l'ensemble étant destiné à être installé dans un garage,

un cellier ou un grenier. Ce marché a le potentiel de s'agrandir en intégrant les logements où les chaudières sont installées dans des pièces à vivre, telles que la cuisine, qu'elle soit ouverte ou fermée. Mais la réglementation et les critères de certification des nouveaux logements [1] imposent un niveau de puissance acoustique maximal inférieur à 47 dB(A) dans le plus contraignant des cas, ce qui n'est pas le cas de la chaudière hybride. En effet, cet appareil fait 40 fois trop de bruit.

De plus, à la suite du lancement de cette chaudière, des problèmes de bruit et de vibration chez des utilisateurs ont été remontés au service pré-développement d'**e.i.m. leblanc**, qui a décidé de revoir la conception de l'appareil.

Si la baisse du niveau sonore est un enjeu important, elle n'est pas suffisante pour garantir une réduction de la gêne sonore ; il faut en particulier s'attacher à ne pas rendre le bruit plus désagréable en diminuant son niveau. En effet, la baisse de niveau des sons contribuant le plus au niveau global peut faire émerger d'autres sons plus dérangeants (sifflement, fluctuation, cliquetis,...). L'idéal poursuivi est de choisir le son que doit faire la chaudière puis de la concevoir ensuite. Par ailleurs, le son peut servir à transmettre une image de marque propre au fabricant et une information sur la qualité de fonctionnement de l'appareil. On parle alors d'identité sonore.

1.3. PRESENTATION ET DESCRIPTION DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

L'appareil d'**e.i.m. leblanc** sur lequel nous avons travaillé est une chaudière hybride murale monobloc composée de deux corps de chauffe en série (**Figure 1-1**).

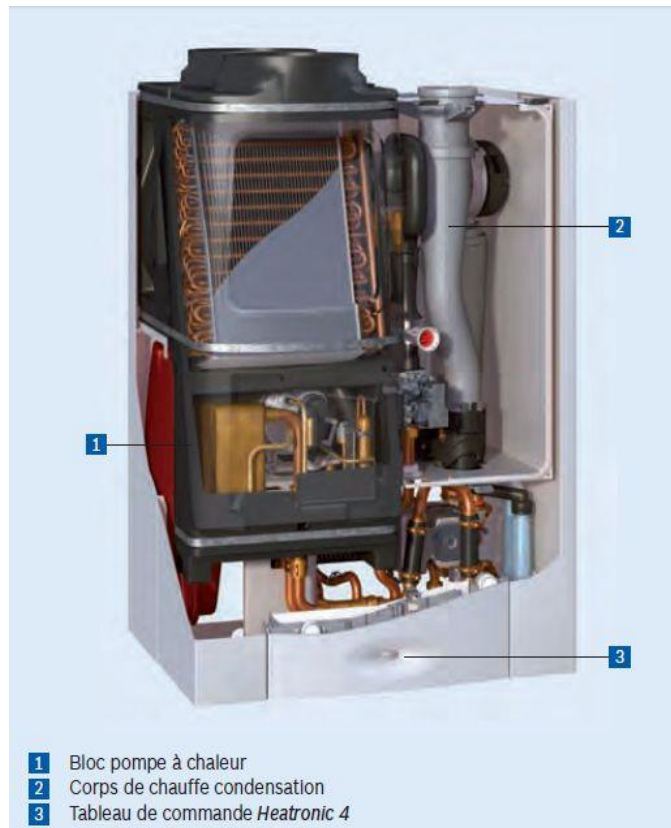


Figure 1-1 : Composition de la chaudière hybride

Le premier corps de chauffe est une pompe à chaleur air/eau avec un fonctionnement « tout ou rien ». Cependant, la puissance peut être légèrement adaptée en faisant varier la vitesse de rotation du ventilateur centrifuge à réaction puisque l'énergie est apportée de l'air extérieur par ce ventilateur interne à l'appareil. Cet air est amené par l'une des deux conduites aérauliques, l'autre conduite sert à refouler l'air refroidi qui a cédé des calories. L'énergie est captée puis retransmise à l'eau de chauffage par l'intermédiaire du fluide caloporteur (aussi appelé frigorigène).

Dans la PAC, le fluide frigorigène se déplace dans un circuit fermé et passe par quatre composants (**Figure 1-2**). Les calories sont captées au niveau de l'évaporateur. Le fluide qui en ressort est alors gazeux, chargé en calories et à basse pression. Le compresseur le comprime pour l'amener à haute pression, ce qui provoque une hausse de la température. Les calories sont alors cédées, dans le condenseur, à l'eau de chauffage. Le fluide frigorigène en sortie du condenseur est quant à lui refroidi, devenu liquide, toujours à haute pression. Il passe par le détendeur où il subit une dépression avant de revenir à l'évaporateur.

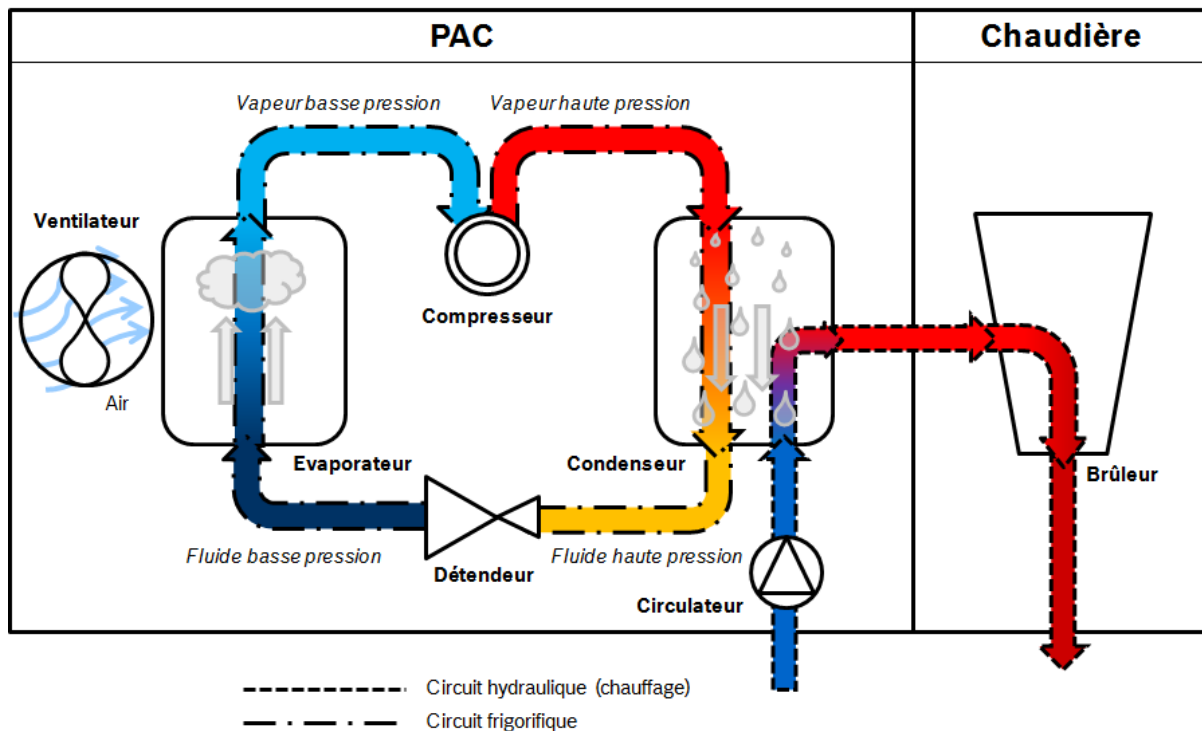


Figure 1-2 : Principe de fonctionnement de la chaudière hybride

La PAC est placée en amont du deuxième corps de chauffe : la chaudière gaz. La connexion hydraulique de la partie chauffage (distincte de la partie eau chaude sanitaire ECS) entre ces deux corps de chauffe se fait en série. L'entrée d'eau se fait par la PAC avant de passer dans la chaudière gaz.

La PAC n'intervient pas sur le circuit ECS à cause du manque de réactivité de montée en température nécessaire pour assurer un minimum de confort à l'utilisateur, et à cause des durées de consigne courtes (valeur commandée à atteindre par la température).

Sur une grande plage de fonctionnement, la PAC possède un rendement supérieur à la chaudière à gaz à condensation et elle est utilisée en priorité. Mais sa faible puissance de 1,90 kW, son fonctionnement en « tout ou rien », sa dynamique, ses plages de fonctionnement (limites de givrage et de haute température) nécessitent l'utilisation d'un appoint pour satisfaire au confort de l'utilisateur. La chaudière à condensation possédant une grande réactivité et une forte plage de modulation, permet de s'adapter en instantané aux besoins thermiques de l'utilisateur.

Lors d'une consigne, la régulation de l'appareil calcule le coefficient de performance (COP) de la PAC, obtenu en calculant le quotient de la chaleur fournie et du travail fourni. À chaque instant, le COP est comparé au COP seuil de la régulation dont la valeur au démarrage est de 2,75, alors qu'à l'arrêt, elle vaut 2,5, afin de déterminer s'il est avantageux de faire fonctionner la PAC.

L'appoint gaz entre en action dans les situations suivantes.

- La PAC n'est pas autorisée à fonctionner. Ce cas est rencontré quand il y a un risque de cycle court, afin d'éviter les répétitions de cycles de démarrage/arrêt de courte durée et lorsque le COP estimé est inférieur au COP seuil.
- La PAC ne peut atteindre la consigne en température après un temps de priorité qui lui est donné.

Le fonctionnement de l'appareil pour une consigne liée au circuit de chauffage est résumé dans le **Tableau 1-1**.

Tableau 1-1 : Modes de fonctionnement de la chaudière hybride (circuit chauffage)

Mode de fonctionnement	Conditions de démarrage
PAC seule	Température extérieure > 3°C ET COP instantané > COP seuil ET la consigne est atteinte par la PAC seule
Gaz seul	Fonctionnement de la PAC non autorisé : – COP prévisionnel ou instantané < COP seuil, Température extérieure < 3°C – PAC en cycle de dégivrage, – PAC en anti cycle-court, – PAC en défaut.
Hybride (PAC + Gaz)	Après un fonctionnement PAC seul : la consigne n'est pas atteinte après un délai donné, la chaudière se met alors en marche en renfort

1.4. PROBLEMATIQUE

Pour la chaudière étudiée, qui doit pouvoir être installée dans une cuisine ou une salle de bain, la notion de qualité sonore est déterminante. En effet, quel utilisateur accepterait un bruit émergent et désagréable à l'intérieur même de son appartement ? On voit alors tous les problèmes à résoudre pour réaliser un système mécanique à partir de ventilateur, de compresseur, de circulation de fluide dont les bruits doivent s'accommoder avec cet environnement.

Le modèle actuellement en vente a une puissance acoustique 40 fois trop élevée, comme nous l'avons déjà signalé ; elle est aujourd'hui responsable de pertes en volume de vente à cause de l'impossibilité d'installer l'appareil dans une pièce à vivre. Le présent projet s'insère dans la phase de spécification du projet hybride 2.0. Celui-ci vise à reconcevoir totalement l'appareil avec notamment pour objectif de ramener la puissance acoustique maximale à une valeur inférieure à 47 dB(A) afin de

permettre l'installation de ces appareils au sein de cuisines ouvertes conformément aux exigences de la réglementation (**Tableau 1-2**).

Tableau 1-2 : Niveau de puissance acoustique L_w maximal respectant les exigences de la réglementation ou de la certification Qualitel des chaudières individuelles au gaz en fonction du lieu d'installation [1]

Evaluation des chaudières individuelles fioul ou gaz		
Type de juxtaposition entre la pièce principale étudiée et le local où la chaudière est placée	Niveau de puissance acoustique de la chaudière L_w en dB(A), mesuré en conditions normales (sauf exception)	
	NF	HQE 3 points
La chaudière est placée dans une cuisine ouverte par baie libre sur le séjour	$L_w \leq 47$	$L_w \leq 42$
La chaudière est placée dans une cuisine séparée d'une pièce principale par une paroi percée d'une porte	$L_w \leq 53$	$L_w \leq 48$
La chaudière est placée dans un cellier ou débarras séparé d'une pièce principale par une paroi percée d'une porte	$L_w \leq 50$	$L_w \leq 45$
La chaudière est placée dans une cuisine séparée d'une pièce principale par une paroi non percée d'une porte	$L_w \leq 53$	
La chaudière est placée dans un cellier ou débarras séparé d'une pièce principale par une paroi non percée d'une porte	Sans condition sur le L_w	
La chaudière est placée dans un garage séparé d'une pièce principale par une paroi non percée d'une porte	Sans condition sur le L_w	
La chaudière est placée dans une cuisine non contiguë à une pièce principale	$L_w \leq 53$	
La chaudière est placée dans un local autre qu'une cuisine non contiguë à une pièce principale	Sans condition sur le L_w	

e.i.m. leblanc a exprimé l'intérêt d'inclure l'aspect qualité sonore parmi les enjeux liés à la reconception de la chaudière hybride. Mais il est imposé que les composants doivent être choisis sur « étagères », ce qui laisse peu de liberté pour reconcevoir l'appareil et réduit considérablement le champ des possibilités quant à la sculpture du son. Néanmoins, pour montrer la faisabilité de contrôler le bruit produit par l'appareil, nous passerons outre ces restrictions et travaillerons sur le bruit du ventilateur, source sonore principale de la chaudière hybride.

1.5. DEMARCHE DE RECHERCHE

Dans un premier temps, une méthode de résolution de problèmes appelé TRIZ, visant à identifier et à classer les problèmes, puis à rechercher des solutions, est comparée à l'approche APSYD afin d'étudier la possibilité d'adapter les outils de TRIZ à notre démarche. Ce sujet a fait l'objet d'une présentation lors de la TRIZ Future Conference en 2014 à Lausanne [2].

1.5.1. APSYD

L'APSYD consiste, à partir des bruits et des vibrations de chaque élément dynamique d'un système mécanique, à calculer ou mesurer ses caractéristiques fréquentielles et temporelles, puis à faire intervenir toutes les liaisons solidiennes ou aériennes qui propagent l'énergie de la source à l'oreille

de l'utilisateur. La thèse de Flavignard [3] a suivi cette démarche pour la sculpture du bruit de moteurs automobiles en travaillant notamment sur la forme des vilebrequins.

Cette composition des sources et des chemins de transfert est compliquée et fait appel, là encore, à de nombreuses notions telles que l'analyse modale des structures, le rayonnement acoustique et la propagation des ondes en présence d'obstacles.

L'APSYD a pour ambition de prévoir, dès la conception, et bien avant la fabrication d'un prototype, le son du produit en fonctionnement.

Dans la présente thèse, l'originalité se situe aussi dans le fait que la cible sonore à atteindre sera déterminée en premier à partir de l'objectivation de la perception des usagers à l'aide de tests d'écoute subjectifs.

Cette cible sonore correspondra au son tolérable, ou souhaité, pour une utilisation dans une pièce de vie. L'APSYD sera ensuite appliquée pour sculpter le son et reconcevoir la chaudière.

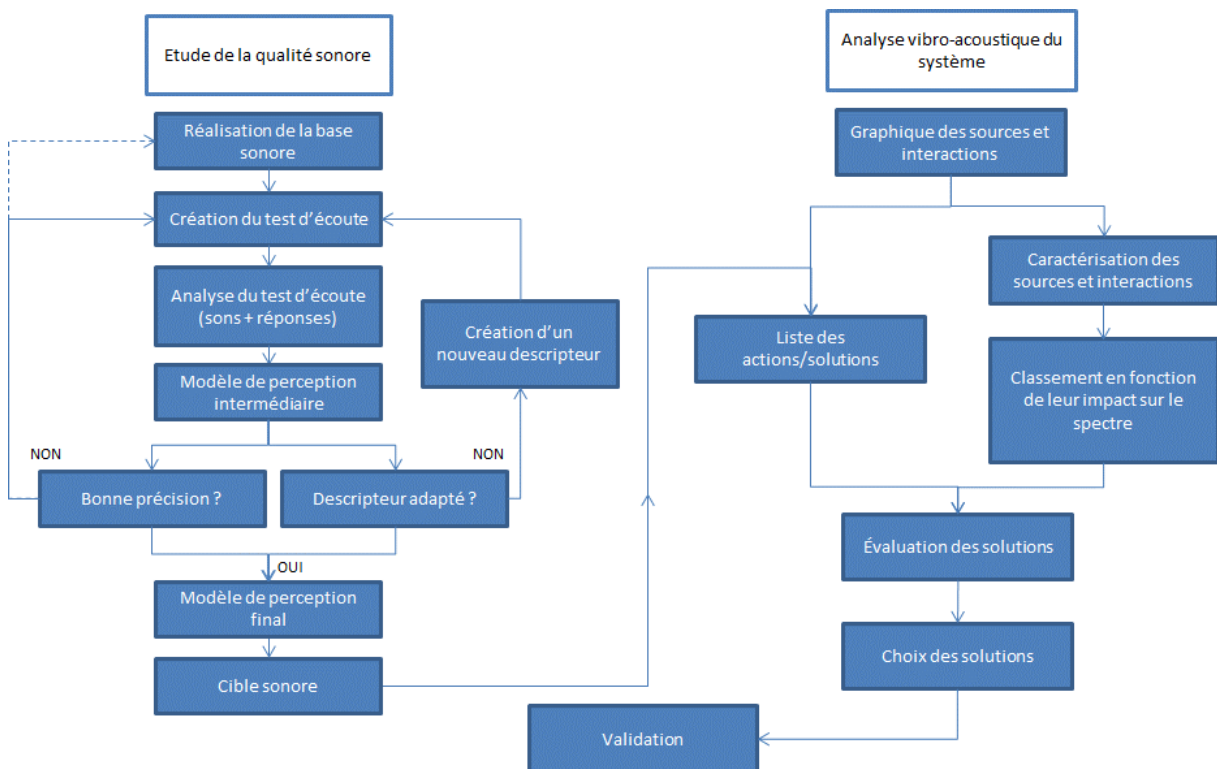


Figure 1-3 : Etapes de la démarche APSYD

La démarche est séparée en deux parties qui ont été traitées séparément et en parallèle au début (Figure 1-3).

La première partie (à gauche de la **Figure 1-3**) a eu pour objectif de déterminer la cible sonore du produit. La relation entre des grandeurs physiques et la perception des utilisateurs est la donnée obtenue à son issue. L'enjeu est donc d'arriver à objectiver le subjectif. Cela s'appuie sur des tests perceptifs successifs afin de dégager un modèle décrivant la perception des utilisateurs. La cible sonore qui en découle est établie selon un seuil de satisfaction des utilisateurs.

La deuxième partie (à droite de la **Figure 1-3**) débute par une étape visant à étudier les aspects acoustiques et vibratoires du produit. Des solutions potentielles sont identifiées pour atteindre la cible sonore. Elles sont évaluées à partir de mesures avant d'en faire le choix final qui doit aussi prendre en compte les contraintes industrielles telles que le coût, la fabrication, l'encombrement, le poids, le logistique, le montage...

Le produit intégrant toutes les solutions retenues a ensuite été testé pour vérifier que la cible sonore est bien atteinte.

Enfin, après la réalisation de campagnes de tests d'écoute, nous montrerons qu'une coloration musicale dans le bruit de l'appareil améliore la perception des utilisateurs. Nous mettrons alors en évidence la faisabilité de créer ce son musical à partir du bruit du ventilateur en décalant ses pales.

1.5.2. UTILISATION DE LA METHODE TRIZ

Une fois la cible sonore déterminée, la question qui se pose est : comment fait-on pour la reproduire avec un système mécanique dont la fonction première, qui n'est pas acoustique, doit être conservée, sans dégradation de sa performance ? C'est dans ce but que nous avons choisi de développer un moyen de représentation des interactions acoustiques et vibratoires d'un système mécanique reposant sur la méthode TRIZ, qui permet de mieux repérer, identifier et classer les liaisons/interactions à retravailler pour une réduction du niveau sonore ou une modification spécifique du contenu spectral. La recherche des solutions permettant de créer un son se rapprochant de la cible sonore est ainsi déterminée plus rigoureusement et plus systématiquement.

TRIZ est un acronyme russe dont la signification est Théorie de Résolution des Problèmes Inventifs. C'est avant tout un outil d'aide à la créativité spécialement adapté aux contextes techniques, ce qui est bien adapté à notre utilisation. Cette théorie, a été initiée par G. Altshuller. Elle se fonde sur l'identification de lois d'évolution des systèmes techniques et de contradictions qu'il faut résoudre à chaque pas de cette évolution. L'originalité des outils employés dans TRIZ réside dans la réunion des dimensions créatives de l'individu avec les démarches analytiques et rationnelles des experts. Ces

outils ont également permis d'amasser et de codifier les savoirs et savoir-faire des inventeurs pour une exploitation élargie destinée aux ingénieurs de recherche et développement.

L'objectif de la méthode TRIZ est d'identifier l'ensemble des solutions techniques les plus judicieuses et, suivant le contexte, les axes de recherche à développer afin d'atteindre l'objectif fixé. Celui-ci correspond à la cible sonore dans notre cas précis. Le nouvel outil que nous avons proposé combine deux éléments utilisés dans les méthodes TRIZ : le concept de « Résultat Idéal Final » (RIF) et l'outil appelé « substance-champ ». Le premier correspond à la description du produit idéal, qui n'existe pas le plus souvent. Le deuxième consiste à réaliser une représentation fléchée d'un système ou sous-système de deux substances et d'un champ. Selon l'état de complétude et la nature de la relation du champ (néfaste, insuffisant, excessif, ...), la représentation peut être amenée à évoluer, voire à complètement changer selon des règles afin de converger vers des solutions potentielles.

Un parallèle entre ces concepts et ceux employés dans la démarche APSYD a été entrepris pour évaluer la pertinence et la compatibilité des outils de résolution de la méthode TRIZ.

1.5.3. COMPARAISON DE LA DEMARCHE APSYD ET DE LA METHODE TRIZ

Tout comme la méthode TRIZ, la démarche APSYD suit un cycle de résolution de problème fondé sur une première étape de modélisation du problème menant à un modèle de solution. Celui-ci est interprété pour aboutir à des solutions réelles apportées au problème initialement posé (*Figure 1-4*).

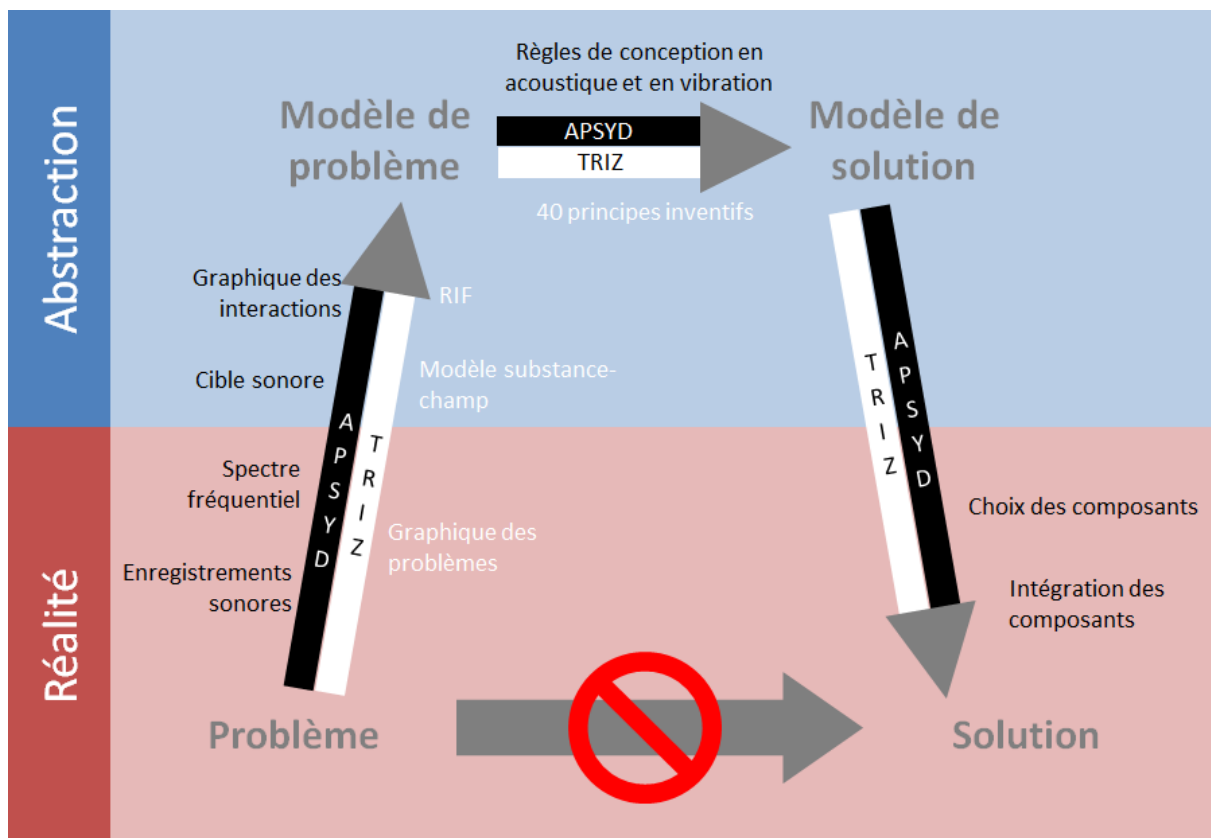


Figure 1-4 : Cycle de résolution de problème – Parallèle entre APSYD et TRIZ

Certaines étapes de la démarche APSYD sont similaires à certaines notions employées dans la méthode TRIZ. En effet, la cible sonore peut être vue comme le RIF. Les outils de résolution habituellement utilisés dans la méthode TRIZ sont remplacés par les principes connus de dimensionnement et de conception en acoustique et en vibration.

Dans la démarche APSYD, une cartographie de la contribution de chacun des éléments de l'appareil sur le signal sonore global permet d'avoir une vision des sources et des interactions entre les composants, avec une quantification possible de celles-ci. Cela peut prendre la forme d'un graphique où les composants sont représentés par des blocs et les interactions par des flèches. Ce type de représentation a des ressemblances avec le modèle « substance-champ », dans le sens où les interactions sont modélisées entre les objets. Cependant, de grandes différences les séparent puisque le graphique des interactions comporte toutes les liaisons et composants impliqués dans la génération de bruit tandis que le modèle substance-champ ne représente qu'un système simple composé de deux substances et un champ. Cela s'explique par le fait que cet outil s'applique pour un problème technique identifié. Or le but recherché dans l'APSYD est l'identification des éléments du système complet qu'il faut modifier pour atteindre la cible sonore. Les règles de modifications du

modèle substance-champ permettant de converger vers une solution générique à traduire en une solution techniquement viable n'est donc pas transférable à notre démarche.

Comme on peut le remarquer, la démarche APSYD suit les mêmes principes que la méthode TRIZ. La différence réside dans le fait que l'APSYD est une démarche générale de conception de produits cherchant à soulever les problèmes à résoudre, alors que les outils TRIZ s'appliquent pour des problèmes déjà identifiés.

1.5.4. GRAPHIQUE DES INTERACTIONS

La démarche employée tente de repérer les éléments principaux qu'il faut modifier en priorité pour atteindre la cible sonore. Le graphique représente toutes les sources et interactions entre composants. Un exemple simplifié est donné sur la **Figure 1-5**.

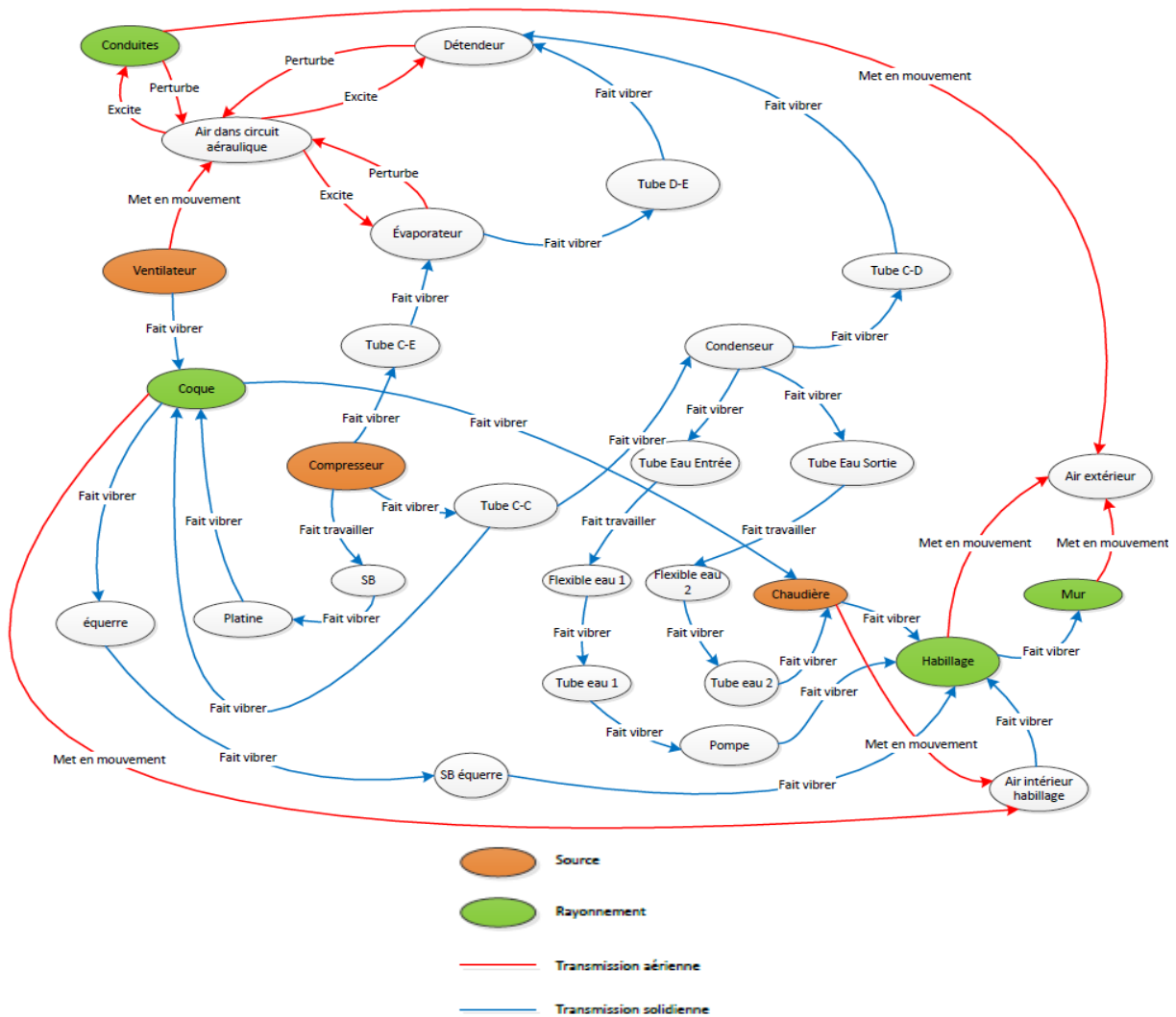


Figure 1-5 : Graphique simplifié des sources et des interactions entre les composants de la pompe à chaleur de la chaudière hybride

Afin de mettre en évidence et classer les actions et solutions, les sources et les chemins de transmission de bruit et de vibrations doivent être caractérisés par des grandeurs acoustiques, vibratoires, psychoacoustiques pour prévoir leur contribution dans la perception sonore du produit.

L'objectif de la deuxième étape de l'APSYD peut être vu comme un problème d'optimisation visant à réduire la distance du son produit par le système avec la cible sonore, en modifiant les caractéristiques acoustiques, vibratoires, psychoacoustiques des interactions et des sources impliquées dans la génération de bruit. La résolution du problème d'optimisation permet d'identifier et de connaître la valeur prise par les caractéristiques des interactions et des sources qu'il faut retravailler. La contribution et l'ordre d'importance des modifications peuvent également être déterminés.

1.5.4.1. GRAPHIQUE COMPLET

Théoriquement, il est possible de déterminer les éléments sur lesquels agir pour concevoir un produit faisant un bruit donné grâce au graphique des interactions. Il faut pour cela connaître toutes les caractéristiques acoustiques et vibratoires du système complet étudié. La difficulté réside dans l'impossibilité de prédire, dans certains cas, ces caractéristiques pour tous les éléments, essentiellement à cause du faible rendement entre le coût et le temps investi pour les déterminer et la connaissance qu'on en acquiert.

Si un seul de ces éléments est inconnu, la modélisation du système est alors incomplète et la résolution du problème d'optimisation est rendue impossible.

Le graphique des interactions ne peut pas être entièrement complété dans notre cas à cause de la complexité des interactions et de la faible rentabilité en termes de financement, de temps et de ressources humaines qu'engendre une étude complète des sources et interactions sur le plan acoustique, vibratoire et psychoacoustique. Jusqu'à maintenant, les experts en acoustique et vibrations font appel à leur expérience pour les estimer.

1.5.4.2. GRAPHIQUE SIMPLIFIE

La difficulté de caractériser toutes les interactions impose de réduire leur nombre. Cela suppose que des hypothèses sont émises pour les négliger. C'est le travail qui est déjà réalisé par les personnels expérimentés.

L'avantage qu'on peut en tirer est la suggestion de possibles améliorations ou solutions. En effet, une interaction supprimée peut signifier qu'elle peut être évitée ou limitée ou modifiée, ou encore

simplement supprimée. De nouvelles dispositions peuvent émerger. Cela peut s'apparenter aux règles d'évolution de modèle substance-champ qui guident les évolutions du système vers le RIF.

1.6. CONCLUSION

e.l.m. leblanc a mis sur le marché français le premier et le seul appareil de chauffage hybride monobloc compact intégrant une PAC, destiné à être installé à l'intérieur des habitations, dans des caves, garages ou greniers. Cependant, des avis négatifs en rapport avec le bruit et les vibrations engendrés par la chaudière hybride ont été émis par les utilisateurs. La mission de reconcevoir l'appareil pour l'améliorer a été confiée au service pré-développement de l'entreprise. De plus, cette décision est motivée par la possibilité d'étendre le marché. En effet, le niveau de puissance acoustique de l'appareil actuel est trop élevé pour installer l'appareil dans des pièces telles que la cuisine, le cellier ou la salle de bain. Il faudrait pour cela une baisse de 16 dB(A) au minimum.

Mais la réduction du niveau sonore n'est pas le seul objectif fixé. Des bruits, jusque-là couverts par les sources sonores principales, peuvent émerger et se révéler très gênants. Une meilleure appréciation n'est pas assurée par la simple diminution du niveau sonore.

Une démarche originale, appelée APSYD, permet de concevoir un produit en tenant compte, dès l'avant-projet d'un paramètre subjectif : la perception par l'utilisateur du bruit qui sera produit par l'appareil. La démarche consiste à choisir et à travailler les composants afin qu'ils produisent un son identifié comme étant le son idéal. L'ASPYD a donc été employée pour reconcevoir la chaudière hybride.

Nous avons essayé la méthode TRIZ qui est une méthode de résolution de problèmes, le plus souvent techniques, possédant des outils pour choisir les modifications ou mieux identifier des sujets de recherche permettant de se rapprocher du son cible. Ces outils de résolution ne peuvent pas être adaptés à notre démarche car ils ne s'appliquent que pour un problème technique déjà identifié, or les changements à apporter aux composants ne le sont pas.

Bien que le graphique des interactions ne soit pas nécessaire pour un expert en analyse du bruit des machines, il peut se révéler être un outil de présentation clair et complet des tenants et aboutissants, justifiant auprès des dirigeants les choix de l'expert concernant des actions à entreprendre pour atteindre les objectifs qui lui sont fixés.

L'APSYD est une démarche générale cherchant à intégrer le paramètre subjectif de la perception sonore dans un problème de conception mécanique. Elle peut être transposée à des études touchant les autres sens.

CHAPITRE 2

ANALYSE ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE DES CHAUDIERES ACTUELLES

Deux versions de la chaudière hybride ont été étudiées. Les sources de bruit et de vibrations ont été identifiées comme étant le ventilateur suivi du compresseur. L'habillage, seul composant pouvant servir à l'isolation acoustique aérienne, n'est pas efficace à cause des nombreuses ouvertures. Le découplage du compresseur n'est pas bien réalisé, ce qui cause la propagation dans toute la structure de l'appareil. La source du battement entendu a été identifiée : elle correspond à la proximité entre le premier harmonique de la pulsation de pression et le fondamental de la magnétostriction du moteur du compresseur. Une réduction du niveau sonore a été obtenue entre la première et la seconde version, principalement grâce à un changement du ventilateur.

Pour réduire le niveau sonore de la chaudière de manière efficace et au meilleur coût, il faut d'abord connaître les mécanismes à l'origine du bruit. Cela passe par l'identification, la caractérisation et le classement des sources de bruit et des chemins de transmission. Des mesures ont été réalisées à cet effet. Nous verrons notamment que le ventilateur et le compresseur sont les deux sources principales de bruit et qu'ils en engendrent d'autres par interaction aérienne ou solidienne avec le reste de l'appareil.

Des solutions de réduction du niveau sonore et vibratoire sont proposées et évaluées. Parmi celles-ci, certaines permettent d'atteindre l'objectif fixé sur le niveau de puissance acoustique pour répondre à la réglementation.

La chaudière hybride existe en deux versions qui seront toutes deux analysées. La seconde version, nommée V1.5, est issue d'une amélioration sur le plan énergétique et acoustique de la version initiale notée V1.0. Les changements concernent plusieurs éléments.

- Le ventilateur centrifuge. Dans la V1.5, le pavillon d'aspiration est intégré au ventilateur. Dans la version précédente, la coque en polypropylène expansé assure cette fonction. Son implantation joue un rôle important sur les performances aérauliques du ventilateur. Pour un même débit d'air, comme les performances sont meilleures, le ventilateur tourne plus lentement, ce qui se traduit par une réduction du niveau sonore.
- L'évaporateur. Les ailettes plates de l'évaporateur dans la V1.0 sont remplacées par des ailettes gaufrées pour augmenter la surface d'échange et ainsi améliorer le transfert des calories de l'air au fluide frigorigène. La nouvelle forme des ailettes pourrait avoir une influence sur l'écoulement de l'air et produire plus de turbulences, ce qui peut entraîner une augmentation du bruit à large bande.
- La coque en polypropylène expansé (PPE). Des ouvertures sont présentes dans la coque PPE de la V1.0. Elles n'y sont plus dans la V1.5. L'isolement de la coque devrait ainsi être meilleur.

Parmi toutes les mesures de pression acoustique réalisées, nous ne présentons dans ce chapitre que les résultats en un point de mesure, à une hauteur de 1,5 m du sol et à 0,5 m de la face avant de l'habillage (1 m du mur) de la chaudière hybride. Cela correspond à la hauteur moyenne de l'oreille pour une hauteur usuelle d'installation. Les résultats sont semblables pour les autres points de mesures car le bruit de la chaudière hybride n'est pas très directif.

2.1. MISE EN ŒUVRE DU BANC D'ESSAI

Le banc d'essai sur lequel nous avons réalisé l'ensemble des mesures est décrit dans ce paragraphe.

2.1.1. CONDITIONS D'INSTALLATION ET DE FONCTIONNEMENT DE LA CHAUDIERE HYBRIDE SUR LE BANC

Les mesures ont été réalisées dans les locaux du **LMVA des Arts et Métiers ParisTech**. Les appareils V1.0 et V1.5 ont été installés sur un mur massif dont l'impédance mécanique est considérée grande par rapport aux couples force/vitesse qui s'y appliquent, dans une salle de dimensions 4,65 x 7,90 x 2,60 m, encombrée sans aucun traitement acoustique particulier. Le temps de réverbération est estimé faible, les mesures sont effectuées en champ proche.

La partie chaudière au gaz ne sera pas mise en marche puisque des mesures précédemment réalisées par **e.i.m. leblanc** ont montré que son niveau sonore est négligeable par rapport à celui de la pompe à chaleur. Seule la pompe à chaleur sera en fonctionnement.

Les appareils sont raccordés en eau et aux conduits d'air. Seul le circuit en eau de la partie chauffage est alimenté en eau de ville.

Après calcul, nous avons déterminé que 1,8 L d'eau par minute est nécessaire pour assurer une différence de 30°C entre la température à l'entrée et celle à la sortie pour un fonctionnement de la PAC seule. Puisque les essais ne durent que quelques minutes, il a été possible d'opter pour un circuit ouvert. La pression du circuit hydraulique est réglée à 2 bars en réduisant la section de passage du refoulement.

Quant à l'air, il est aspiré et refoulé dans la salle d'expérimentation, qui est assez grande pour assurer une différence de température suffisante. Des conduits souples et légers en polyéthylène expansé assurent la canalisation et l'isolement thermique de l'air.

Une consigne de 30°C est donnée côté chaudière. Le logiciel installé dans l'appareil a été spécialement préparé pour ces essais. Il a la particularité de faire fonctionner le ventilateur à sa vitesse maximale autorisée, alors qu'habituellement, la vitesse varie en fonction des besoins en chauffe et des conditions externes.

2.1.2. MATERIEL DE MESURE

Les instruments de mesures et les outils d'analyse sont présentés dans ce paragraphe.

2.1.2.1. LOGICIEL D'ANALYSE SUITE DBFA ET SA CONFIGURATION

Les mesures (pression acoustique ou vibration), sont acquises par le boîtier NetdB et la suite dBFA de 01dB. Les capteurs (microphones, accéléromètres) sont connectés au boîtier NetdB.

2.1.2.2. CAPTEURS

Mesures de pression : on utilise un microphone G.R.A.S. type 26CA maintenu par un trépied et étalonné avec un calibreur Brüel & Kjaer type 4230 émettant un signal sinusoïdal à 1000 Hz, de niveau 94 dB.

Mesures vibratoires : on se sert de deux accéléromètres uniaxiaux, avec leur alimentation et l'amplificateur de charge Brüel & Kjaer (**Tableau 2-1**).

Tableau 2-1 : Chaîne de mesure des vibrations

Accéléromètres uniaxiaux		
Modèle	Sensibilité (pC/g)	
Type 4334S	3,37	
Type 4375	3,14	
Alimentation		
Type 2805		
Amplificateur de charge		
Modèle	Sensibilité (mV/pC)	Limite Fréquence Basse (Hz)
Type 2624	10	0,3

Les mesures de vibrations selon trois axes se font à l'aide d'embases spécialement réalisées servant de pièce d'adaptation entre la surface du composant et la base de l'accéléromètre.

Par la suite, le spectre est exprimé par la valeur efficace (RMS : Root Mean Square) du signal.

2.2. ETUDE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE V1.0

Nous étudions dans cette section les différentes sources sonores du système V1.0 et ses effets sur les autres composants de l'appareil en termes de bruit ou de vibrations.

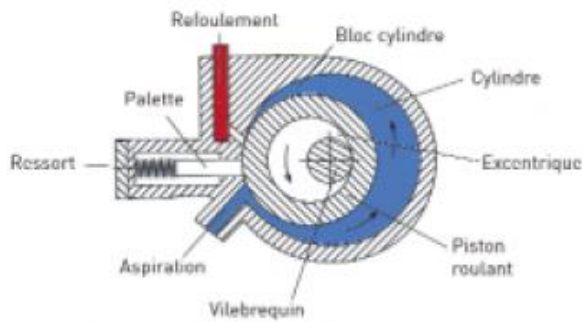
Les spectres RMS sont donnés sur les plages de fréquences 0-10000 Hz et 0-1000 Hz avec une résolution fréquentielle de 0,78 Hz. La fenêtre utilisée est celle de Hanning, ce qui convient bien pour des bruits de machines tournantes. Ils sont pondérés A s'il s'agit du niveau acoustique ; autrement, aucun filtrage n'est appliqué.

2.2.1. ETUDE DES SOURCES SONORES ET DES PHENOMENES ACOUSTIQUES INTERVENANT DANS LE SYSTEME

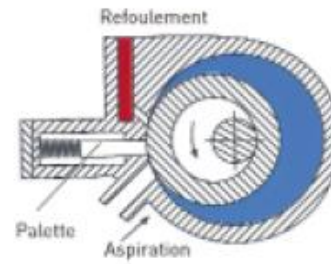
Le but est d'analyser les sources sonores (compresseur, ventilateur, ...) de la V1.0 à l'aide des spectres et de les classer par ordre d'importance. Le diagnostic qui en découle constitue un point de départ pour la suite de l'étude mais aussi un point de référence pour l'évaluation des solutions envisagées pour les prochains prototypes (V1.5, V2, ...).

2.2.1.1. ETUDE DU BRUIT DU COMPRESSEUR

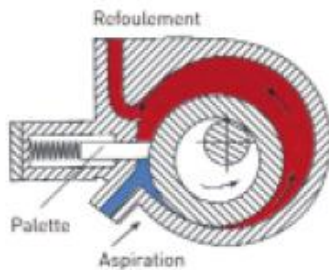
Le compresseur intégré dans la PAC est du type rotatif à palette. Son principe de fonctionnement est expliqué sur la *Figure 2-1*.



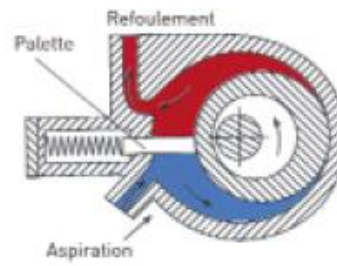
1 | Désignation des différentes pièces



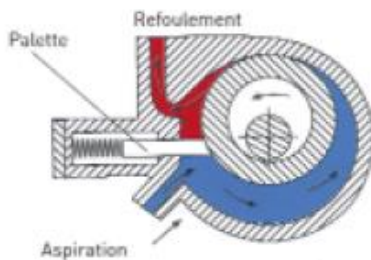
2 | Fin de l'aspiration et début de la compression



3 | Début de la compression et de l'aspiration



4 | Compression et aspiration



5 | Evacuation des gaz comprimés

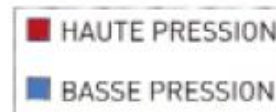


Figure 2-1 : Schéma de principe du compresseur, extrait de [4]

Les deux mécanismes de génération de bruit et de vibrations produits par le compresseur sont étudiés dans cette section. Il s'agit des pulsations de pression du fluide frigorigène et du phénomène de magnétostriction au niveau du moteur du compresseur.

PULSATIONS DE PRESSION

Dans l'idéal, l'analyse devrait se faire sur le bruit du compresseur seul, mais il n'a pas pu être mesuré car des contraintes sur le fonctionnement de la boucle frigorigène empêchent de l'isoler. Les mesures sont donc faites sur l'appareil complet.

La **Figure 2-2** représente le spectre sur 0-1000 Hz du bruit de l'appareil. Les raies liées au compresseur y sont indexées. Au-delà de 1000 Hz, le spectre est constitué d'un bruit à large bande d'amplitude décroissant avec la fréquence et ne contient pas d'informations relatives aux sources principales de bruit.

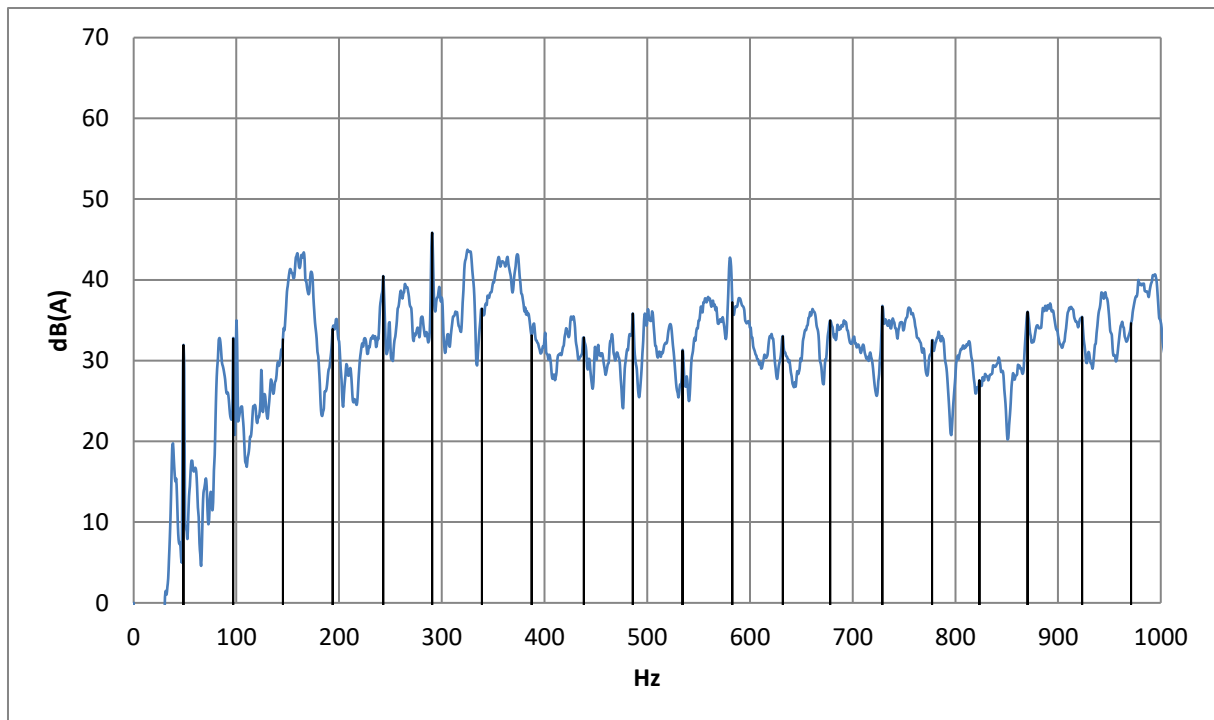


Figure 2-2 : Spectre mettant en évidence les harmoniques du compresseur – BP (Bande Passante) 0-1000 Hz

La fréquence fondamentale du compresseur est à 48 Hz car le moteur du compresseur est asynchrone. Le bruit du compresseur est riche en harmoniques. En effet, l'harmonique de rang 17 est encore visible sur le spectre. La forme de la pression acoustique du bruit produit par le compresseur se rapproche d'un signal impulsionnel causé par la brusque différence de pression du fluide frigorigère entre les parties haute et basse pression produite, par le passage du piston cylindrique au niveau du refoulement.

MAGNETOSTRICTION

Lors de la campagne d'essais, il a été perçu un battement d'une fréquence d'environ 2 Hz. Une analyse du spectre (**Figure 2-3**) a mis en évidence une cause possible de ce battement. La **Figure 2-3** est un agrandissement sur 0-500 Hz de la **Figure 2-2** afin de mieux localiser les raies autour de 50 et 100 Hz.

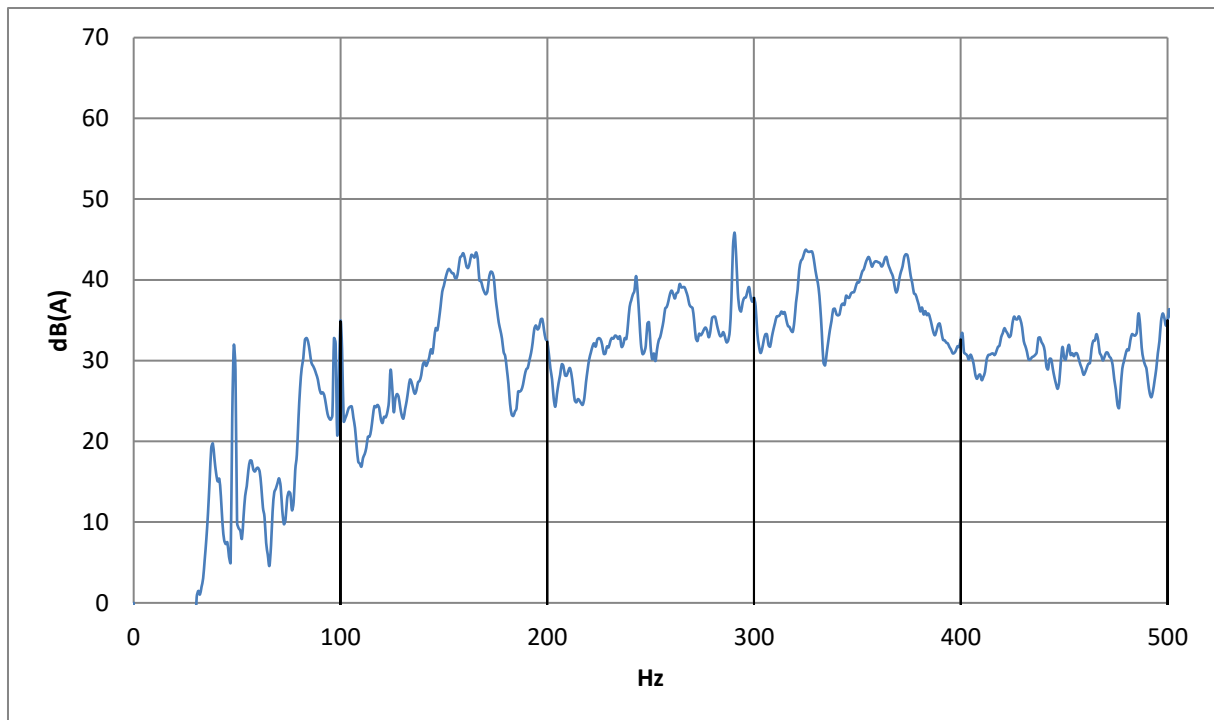


Figure 2-3 : Spectre mettant en évidence la raie à 100Hz – BP 0-500 Hz

Deux raies distinctes sont visibles à 98 et 100 Hz. Celle à 98 Hz correspond au premier harmonique du compresseur. Lorsque le compresseur est à l'arrêt, la raie à 100 Hz disparaît. Elle provient bien du compresseur, mais la source de bruit n'est pas liée au déplacement de pièces mécaniques et aux pulsations de pression du fluide frigorigère du compresseur.

L'autre source possible présente dans le compresseur est son moteur. Parmi les bruits connus des moteurs électriques, il y a celui produit par la magnétostriction. Elle se manifeste sur le spectre acoustique par une raie à 100 Hz. Ce phénomène est dû à la déformation des tôles dans le moteur causé par le champ magnétique créé par le bobinage. La fréquence d'excitation est le double du courant d'alimentation (soit 2×50 Hz).

On a remarqué lors des essais que l'intensité des battements entendus peut varier selon la contrainte appliquée sur le tube frigorigère reliant le condensateur au compresseur. Une mesure de vibrations est réalisée en plaçant un accéléromètre sur le corps du compresseur et en appliquant un choc sur le tube en question (Ping test). Le spectre linéaire sur la bande de fréquence 0-500 Hz est donné sur la **Figure 2-4**.

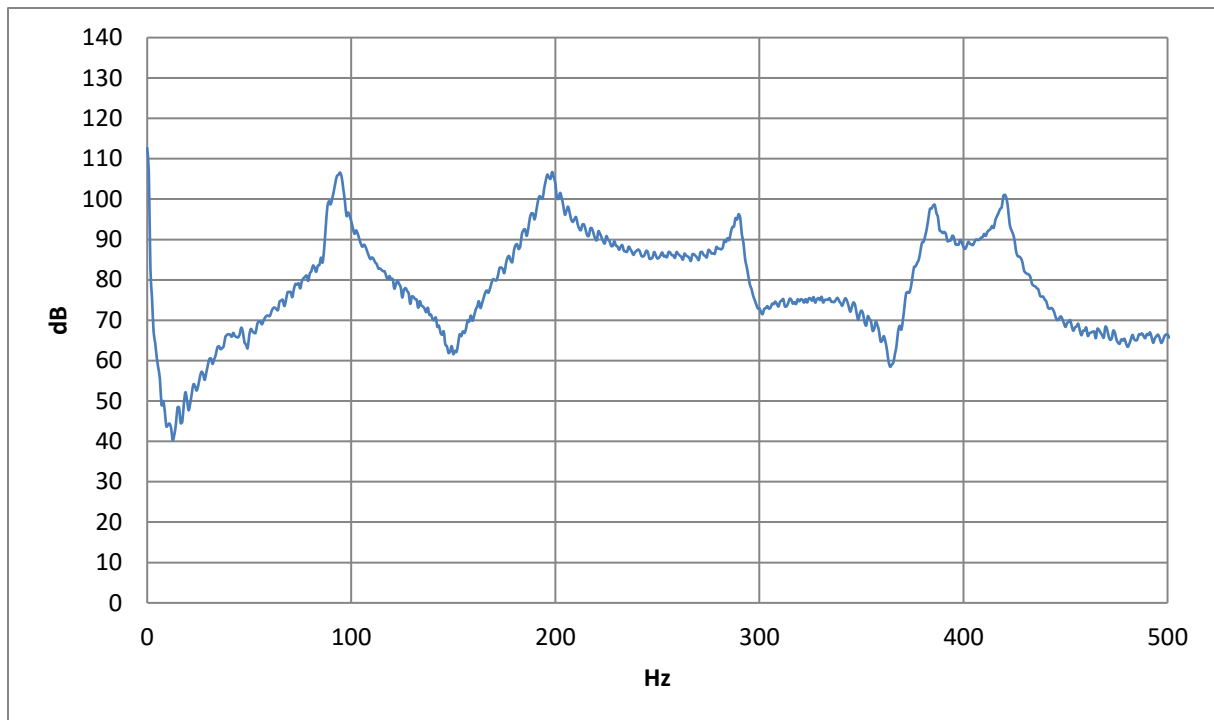


Figure 2-4 : *Spectre de vibration pour une excitation par choc du tube reliant le condensateur et le compresseur*

Par malchance, il y a une résonance à 95 Hz, soit à une fréquence proche du premier harmonique du compresseur et du phénomène de magnétostriction. Le bruit lié à ce phénomène est donc amplifié par cette résonance du montage.

CONCLUSION SUR L'ETUDE DU COMPRESSEUR

Les bruits du compresseur sont liés aux mécanismes de rotation du compresseur, à la propagation des pulsations de pression du fluide frigorigère et de magnétostriction du moteur. Leur contribution dans le spectre de l'appareil est identifiée. Ils dominent davantage quand la puissance de fonctionnement de la PAC diminue, ce qui est caractérisé par une réduction de la vitesse de rotation du ventilateur. En effet, le bruit du compresseur est grandement masqué par le bruit à large bande du ventilateur.

Le battement de 2 Hz audible dans le bruit de la chaudière provient de la proximité de deux raies séparées par 2 Hz et d'amplitudes proches. L'une des raies, à 98 Hz, provient de la rotation des pièces mécaniques et des pulsations de pression. L'autre à 100 Hz est due au phénomène de magnétostriction.

2.2.1.2. ETUDE DES BRUITS D'ÉCOULEMENT DANS LES CONDUITS D'AIR

Du bruit, dû notamment au ventilateur, se propage dans les conduits. Nous cherchons à savoir comment il se manifeste dans le spectre et à en déterminer la cause.

Les spectres de la PAC tracés sur la **Figure 2-5** sont obtenus dans les mêmes conditions de fonctionnement pour une configuration où les conduits d'air sont en place et pour une autre où les conduits ont été retirés.

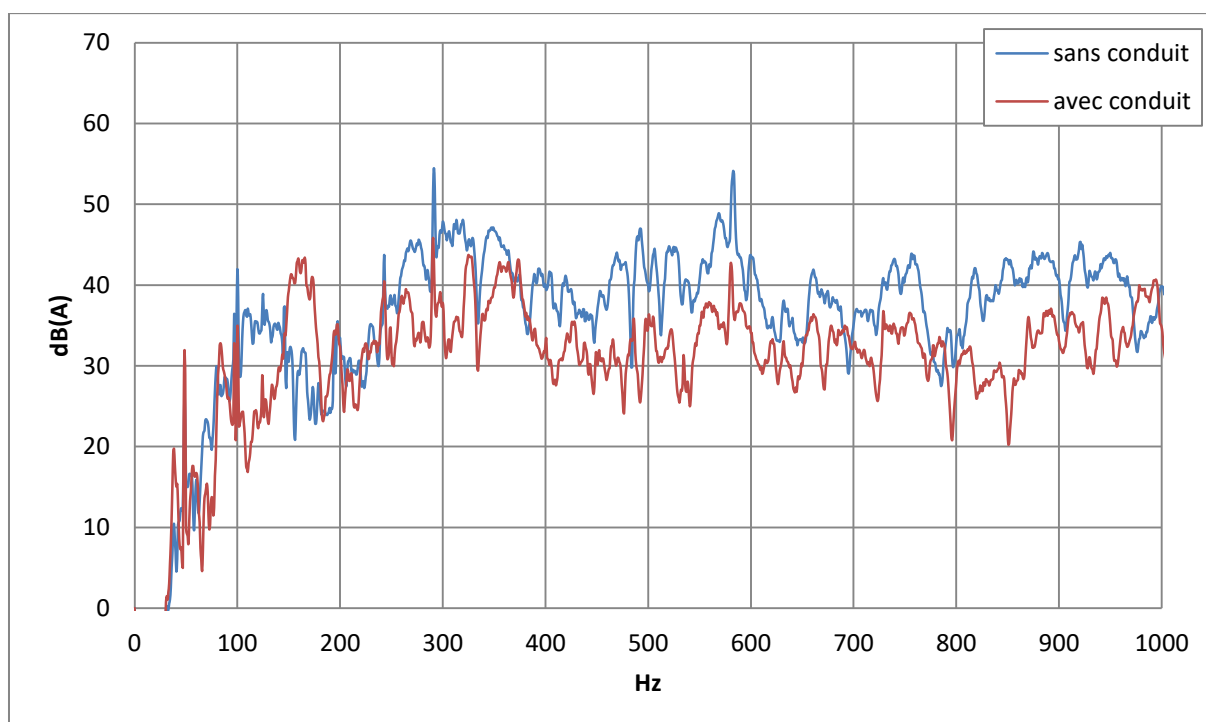


Figure 2-5 : Spectre sans et avec conduits d'entrée-sortie d'air – BP 0-1000 Hz

On voit une résonance autour de 160 Hz. Son niveau est équivalent à la raie à la fréquence de passage des pales. La résonance disparaît lorsque la conduite aéraulique au refoulement du ventilateur est retirée. Un coude placé à environ 54 cm du refoulement du ventilateur fait partie de cette conduite. Il constitue un résonateur quart-d'onde dont la première fréquence de résonance est aux alentours de 160 Hz.

2.2.1.3. ETUDE DU BRUIT DU VENTILATEUR

La contribution et les caractéristiques du bruit du ventilateur sont mises en évidence à partir du spectre du bruit produit par l'appareil.

La fréquence de passage des pales (FPP) égale à 285 Hz, et ses harmoniques sont repérés sur le spectre de la **Figure 2-6** pour un fonctionnement normal :

$$FPP = Z \omega_r$$

où Z est le nombre de pales ($Z = 7$) et ω_r la vitesse de rotation ($\omega_r = 2450 \text{ tr/min} = 40,8 \text{ tr/s}$).

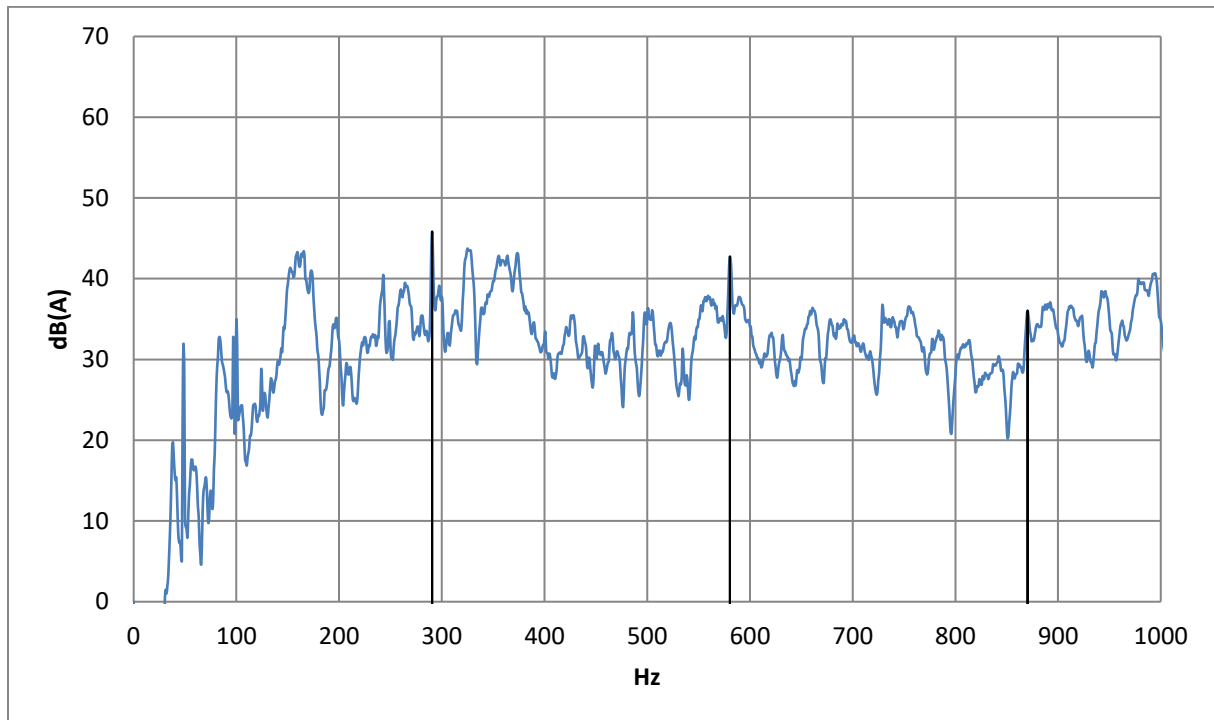


Figure 2-6 : Spectre mettant en évidence les harmoniques du ventilateur – BP 0-1000 Hz

L'amplitude la plus grande est portée par le fondamental de la FPP. Ses harmoniques sont rapidement masqués par le bruit à large bande. Celui-ci, dû aux turbulences de l'écoulement d'air, contribue beaucoup au niveau sonore.

Le bruit du compresseur n'est visible sur le spectre que dans les très basses fréquences, inférieures à 100 Hz, car il est masqué par le bruit à large bande du ventilateur à plus haute fréquence, et son amplitude n'excède pas 35 dB(A). Au contraire, le bruit du ventilateur se manifeste sur une large plage de fréquences avec des amplitudes plus élevées. Le ventilateur est donc la source principale de bruit de la pompe à chaleur.

2.2.1.4. COÏNCIDENCES VENTILATEUR/MAGNETOSTRICTION

Sur la **Figure 2-2** et la **Figure 2-6**, des coïncidences sont observées entre le 6^e harmonique du compresseur et la FPP du ventilateur (soit le 7^e harmonique de rotation du ventilateur). La même

chose se reproduit pour le 12^e harmonique du compresseur avec 2 fois la FPP du ventilateur (14^e harmonique de la rotation de ventilateur).

On remarque également que le 3^e harmonique du compresseur coïncide avec la résonance dans les conduits aux environs de 160 Hz.

2.2.2. EFFET ACOUSTIQUE ET VIBRATOIRE DES AUTRES ELEMENTS CONSTITUTIFS DE LA V1.0

Des éléments constitutifs de la pompe à chaleur, tels que l'habillage, les plots anti-vibratiles et les tubes hydrauliques flexibles, ont une fonction sur le plan acoustique ou vibratoire. Leur influence est évaluée dans ce paragraphe.

2.2.2.1. EVALUATION DE L'ISOLEMENT ACOUSTIQUE PAR L'HABILLAGE

L'habillage a pour fonction principale l'esthétique de l'appareil. Il pourrait aussi assurer la fonction d'isolation acoustique s'il est efficacement conçu.

Afin de tester l'efficacité de l'habillage existant de la chaudière hybride sur la perte par transmission, une mesure de pression acoustique de l'appareil est réalisée avec et sans habillage. Les spectres sur les bandes de fréquences 0-10000 Hz et 0-1000 Hz sont respectivement donnés sur la **Figure 2-7** et la **Figure 2-8**.

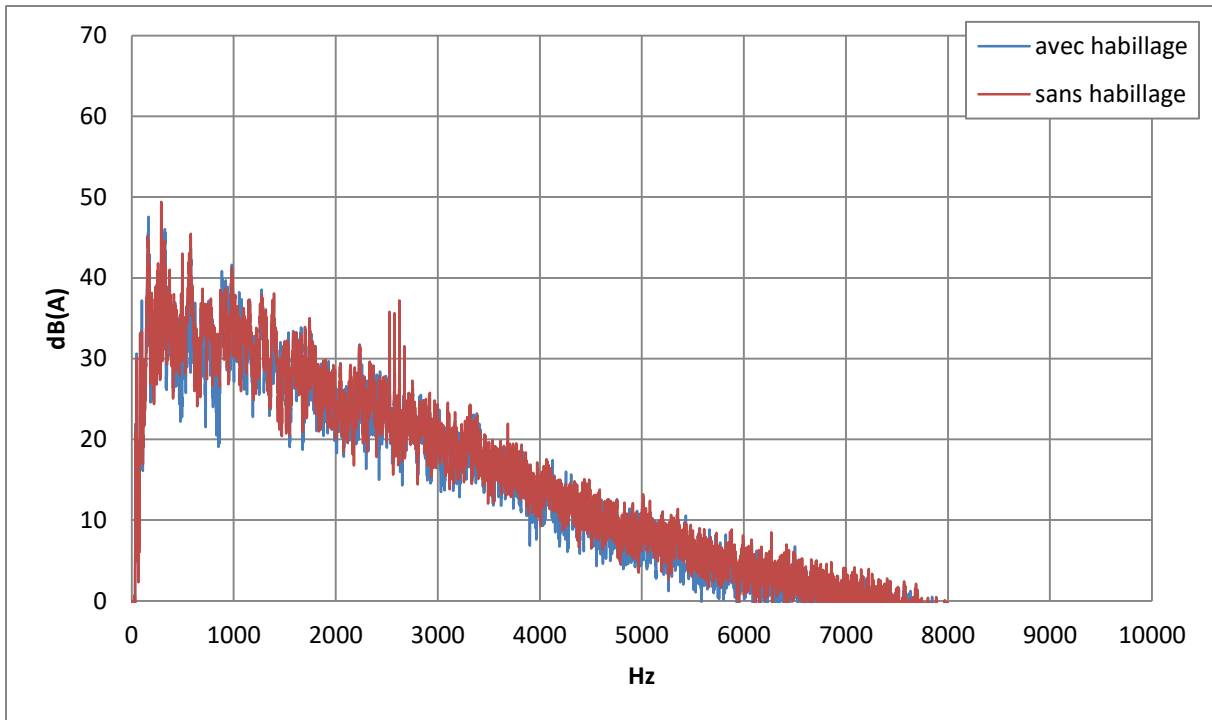


Figure 2-7 : Spectre sans et avec habillage – BP 0-10000 Hz

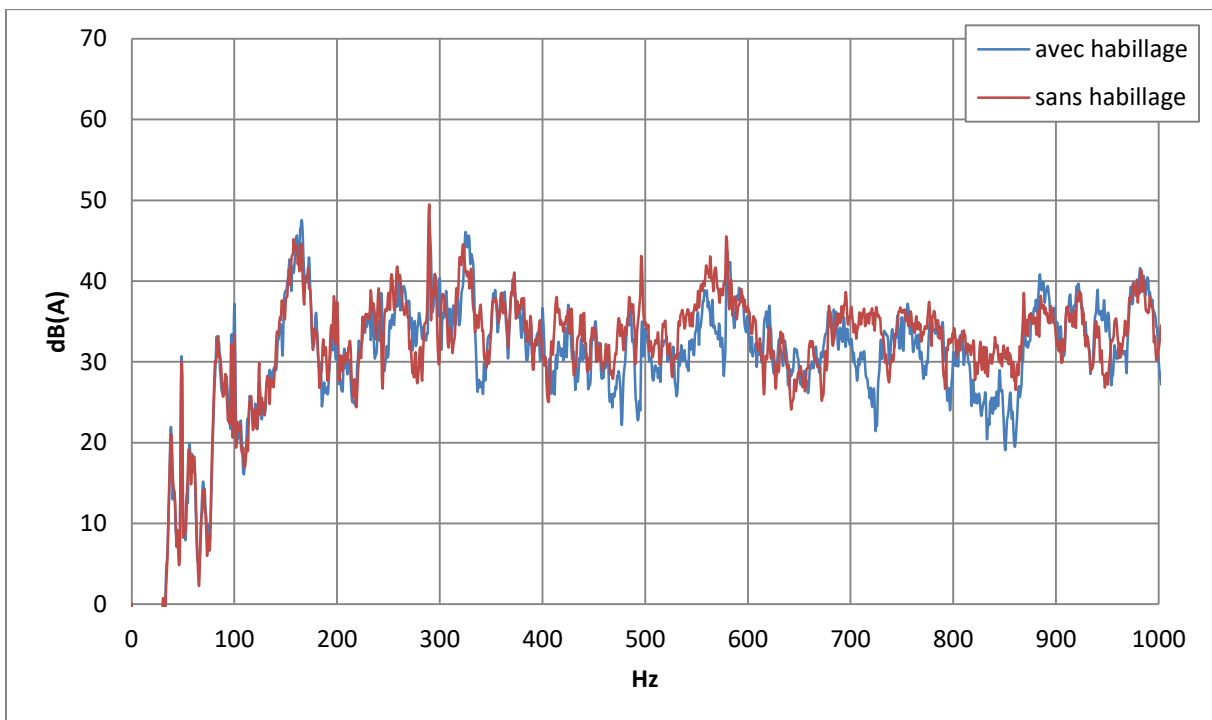


Figure 2-8 : Spectre sans et avec habillage – BP 0-1000 Hz

La réduction du niveau sonore entraînée par le capotage en acier est inférieure à 1 dB(A).

La **Figure 2-7** montre, qu'à partir de 3500 Hz, le niveau sonore avec capotage est toujours inférieur à celui sans capotage ; c'est un résultat attendu puisque le coefficient d'affaiblissement augmente avec

la fréquence. En revanche, en dessous de 1500 Hz, il existe des plages fréquentielles où le niveau sonore avec habillage est supérieur à celui sans habillage (voir **Figure 2-8**). Dans les basses fréquences, l'habillage rayonne alors comme une membrane de grande surface.

De plus, cette faible différence de niveau mesuré peut également s'expliquer par le fait que le bruit engendré par l'écoulement de l'air dans les conduits est pris en compte dans la mesure et s'ajoute donc à celui de l'appareil.

Enfin, de nombreuses ouvertures sont présentes sur l'habillage de la V1.0 (en bas de l'habillage et aussi sur la coque PPE), et provoquent des fuites acoustiques importantes.

2.2.2.2. EFFET DES ELEMENTS DE DECOUPLAGE VIBRATOIRE

ESSAIS VIBRATOIRES SUR LES FLEXIBLES DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Des tuyaux d'eau relient la PAC au reste de l'appareil, ils sont connectés au condenseur qui est lui-même lié au compresseur. Afin d'isoler le compresseur du reste de la machine, il est important que tous les composants rattachés à celui-ci soient mécaniquement découplés. Actuellement, des flexibles en caoutchouc sont utilisés.

Des embases de forme, ajustées aux diamètres des tubes en cuivre, ont été réalisées pour effectuer des mesures selon trois axes, grâce aux trois faces planes perpendiculaires sur lesquelles on fixe l'accéléromètre.

Des mesures d'accélération sont réalisées en amont et en aval des flexibles et dans les directions X, Y et Z en vue de quantifier l'effet de ces flexibles (voir **Figure 2-9**). L'axe X correspond à une ligne horizontale de la gauche vers la droite. L'axe Y représente la direction verticale. Le flexible est disposé selon Y. L'axe Z est orienté selon la profondeur de l'appareil.



Figure 2-9 : *Accéléromètre et son embase placés sur l'un des deux tubes hydrauliques reliant la pompe à chaleur à la chaudière*

Le signal d'accélération contient des informations provenant non seulement de la voie de transmission étudiée (tube de cuivre) mais également de toutes les autres (fluide dans le tube), dans une moindre mesure. Pour obtenir un ordre de grandeur réel de la réduction de transmission des vibrations grâce aux flexibles, des mesures sont effectuées dans deux configurations :

- flexibles en place (configuration actuelle de la machine),
- flexibles remplacés par des tubes en cuivre.

MESURES AVEC LES FLEXIBLES EN PLACE

L'unité utilisée par le dBFA, pour les essais de vibration, est le dB. Le niveau d'accélération vibratoire est exprimé par rapport à la référence $A_{\text{réf}} = 10^{-6} \text{ m/s}^2$.

Les essais sont réalisés sur le conduit de sortie d'eau de la pompe à chaleur, qui va vers la chaudière au gaz et qui n'est pas lié à la pompe hydraulique (**Figure 2-10**).

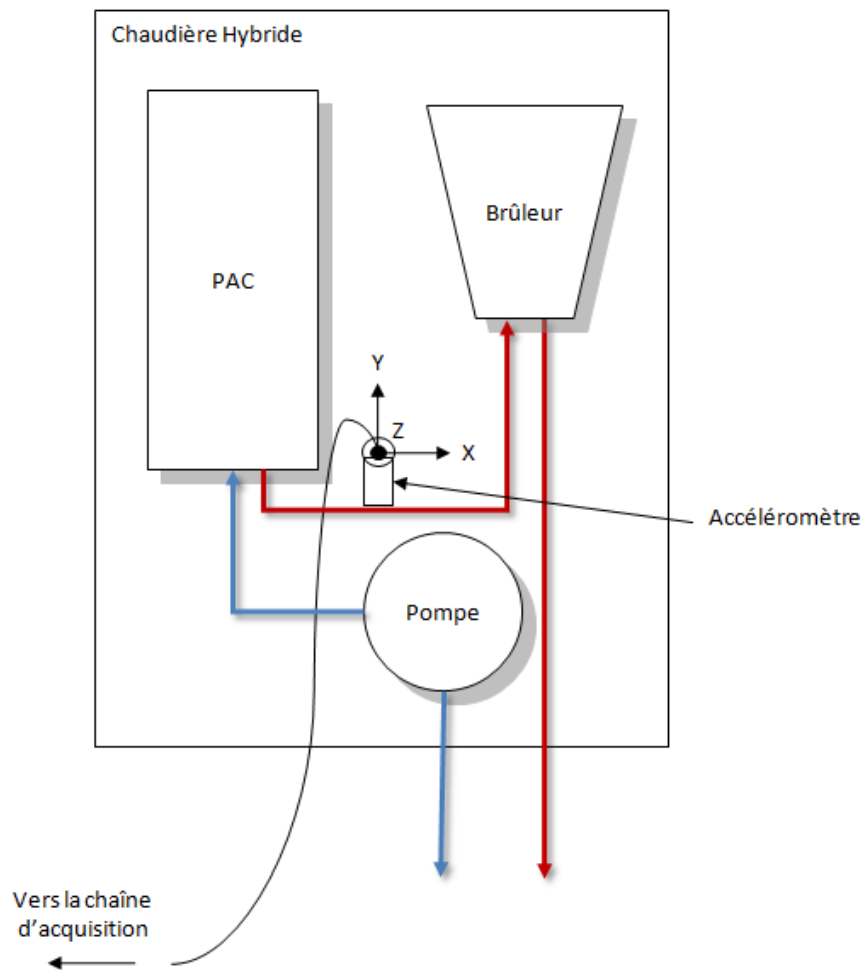


Figure 2-10 : Schéma du parcours des tubes hydrauliques du circuit de chauffage à l'intérieur de la chaudière hybride – Position de l'accéléromètre

Les spectres entre 0 et 10000 Hz mesurés en amont et en aval selon les axes X, Y et Z, sont donnés sur les **Figure 2-11**, **Figure 2-13** et **Figure 2-14**.

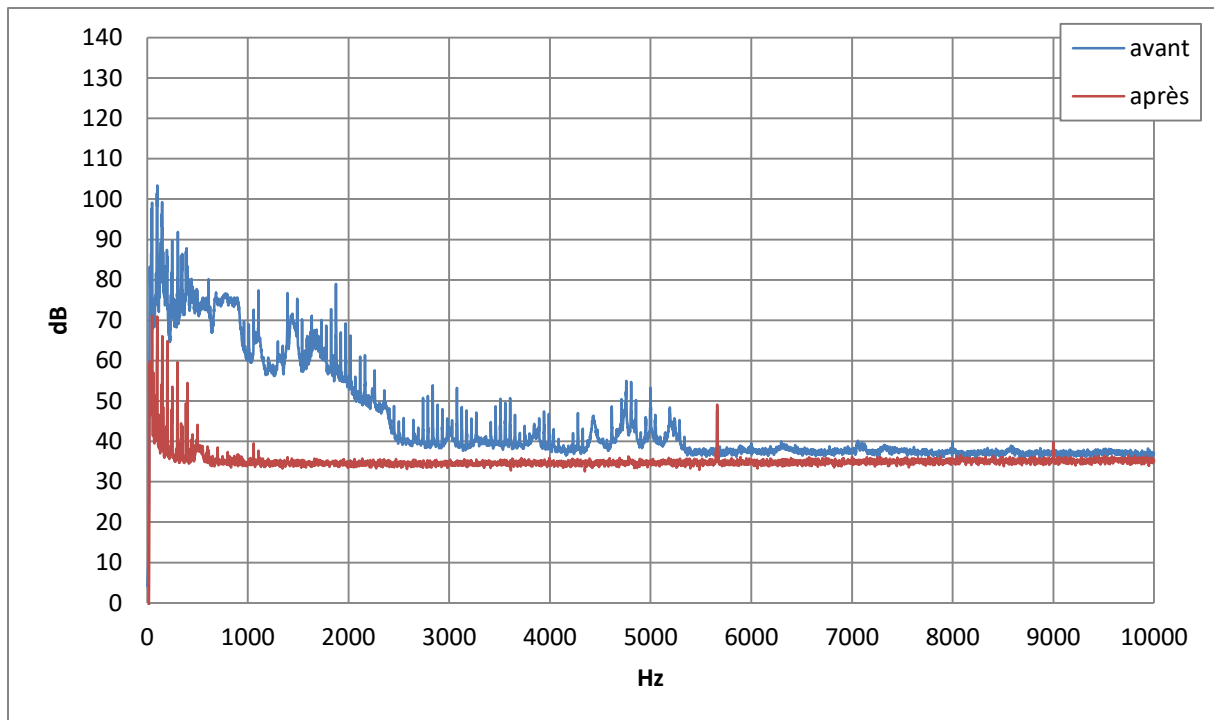


Figure 2-11 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe X – BP 0-10000 Hz

Pour l'axe X, le niveau vibratoire global est réduit de 31,9 dB (**Figure 2-11**). De plus, le flexible est efficace sur toutes les bandes de fréquences utiles, même dans les basses fréquences où le niveau vibratoire est plus élevé. En revanche, les raies du compresseur restent clairement marquées (**Figure 2-12**).

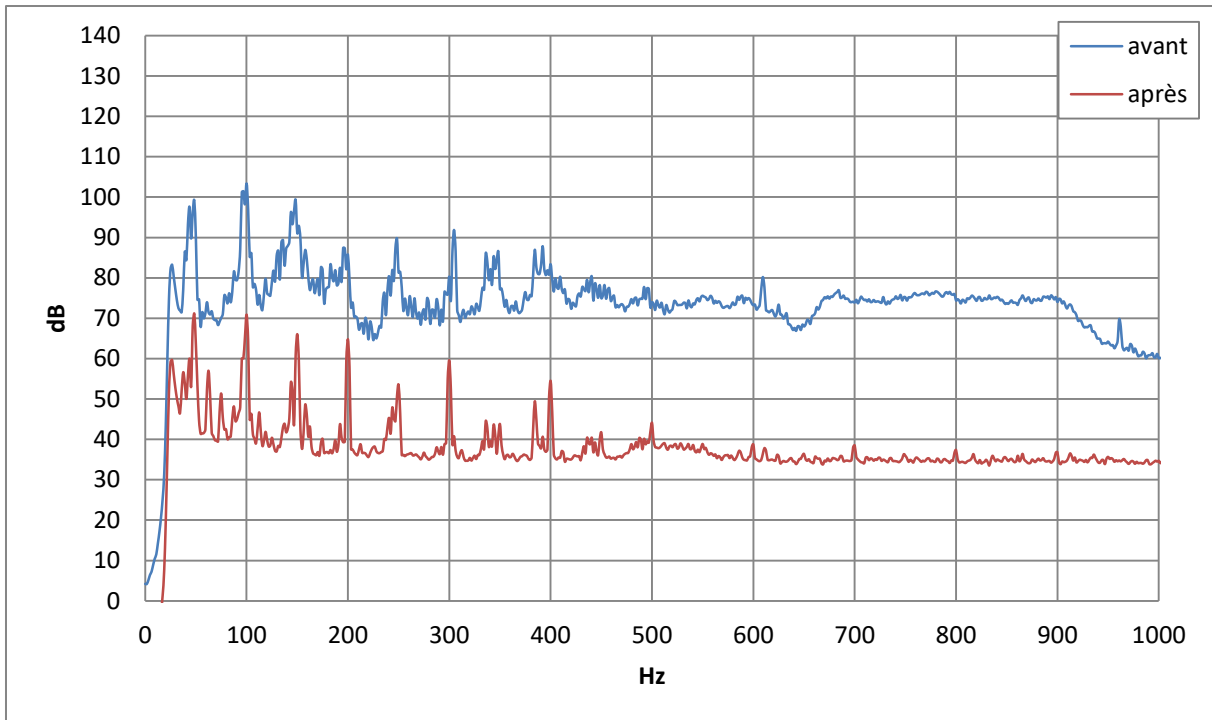


Figure 2-12 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe X – BP 0-1000 Hz

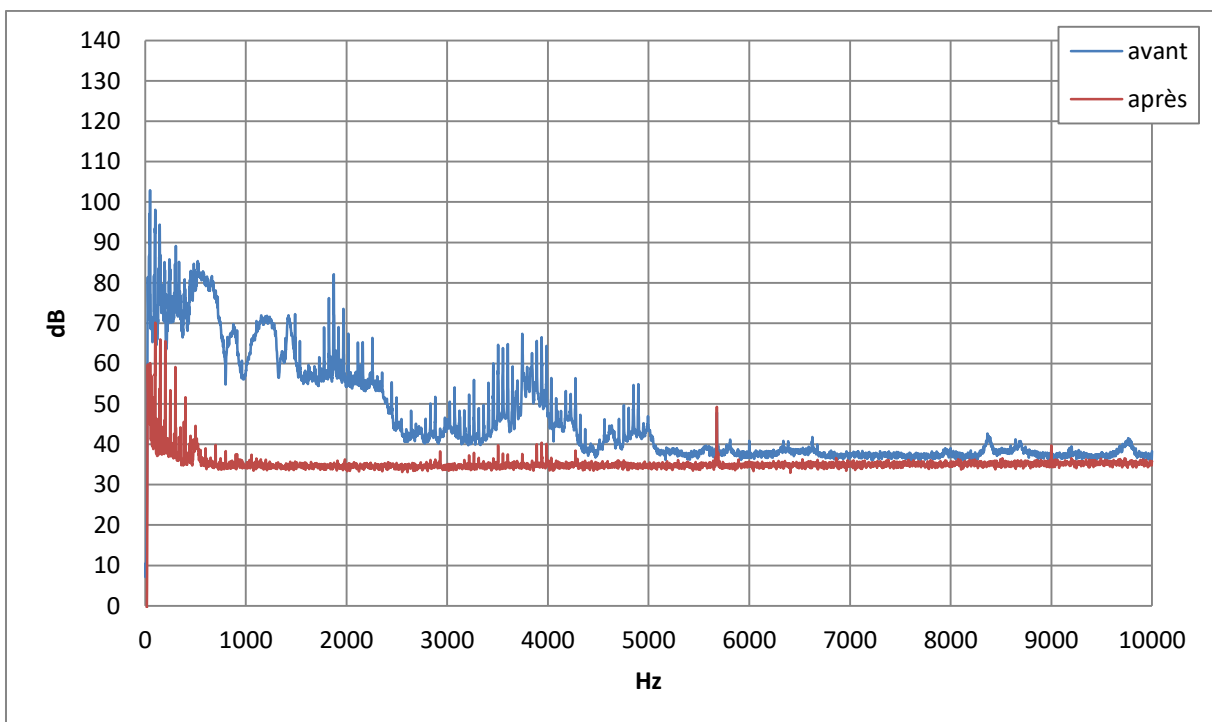


Figure 2-13 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe Y – BP 0-10000 Hz

De même, pour l'axe Y, correspondant à un mouvement selon l'axe vertical, le niveau global est beaucoup diminué, de 32,2 dB, et le flexible est également efficace sur toutes les bandes de fréquences (**Figure 2-13**).

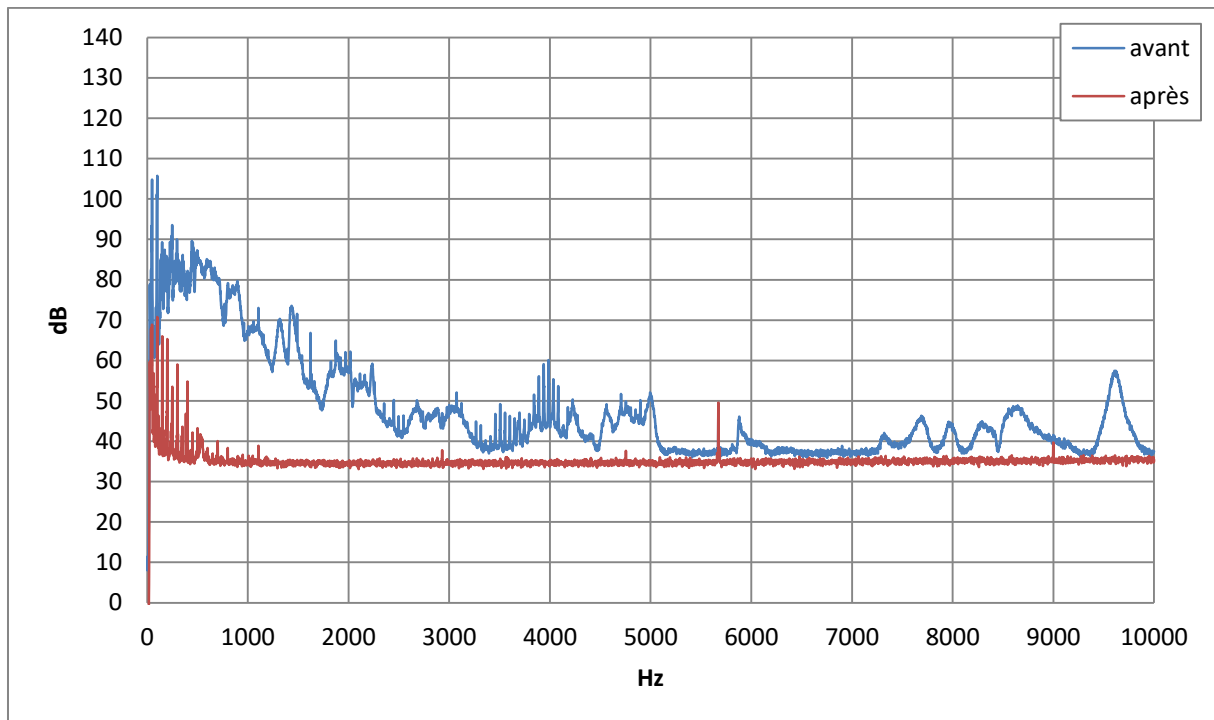


Figure 2-14 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe Z – BP 0-10000 Hz

Enfin pour l'axe Z, relatif à un déplacement avant/arrière, la réduction du niveau global est de 34,0 dB (**Figure 2-14**). Comme pour les autres axes, le flexible diminue le niveau des vibrations sur toutes les fréquences des excitations.

Le **Tableau 2-2** résume les résultats.

Tableau 2-2 : Réduction du niveau de vibrations par axe grâce au flexible hydraulique

Axe	Réduction des vibrations (dB)
X	31,9
Y	32,2
Z	34,0

La diminution des vibrations est globalement équivalente selon les trois axes. L'accélération est au moins divisée par 1500 entre les deux points de mesure se situant des deux côtés du flexible.

COMPARAISON AVEC ET SANS FLEXIBLES

Les mesures réalisées dans le paragraphe précédent ne garantissent pas que les vibrations mesurées proviennent uniquement du compresseur. Les vibrations peuvent venir de différents chemins solidiens. Ainsi, aucune conclusion ne peut être tirée avec ces seuls résultats sur l'efficacité du découplage vibratoire des flexibles.

Pour vérifier l'efficacité réelle des flexibles, les résultats de la première configuration avec découplage, lorsque les flexibles sont présents, sont comparés à ceux de la deuxième configuration sans découplage, quand les flexibles sont remplacés par un tube en cuivre.

La **Figure 2-15** représente la comparaison des spectres de vibrations selon l'axe X, pour un accéléromètre placé à la même position dans les deux configurations, qui correspond au point de mesure en aval du flexible choisi dans la première configuration.

La différence du niveau d'accélération entre les configurations avec et sans flexible est de 39,4 dB sur l'axe X. Le niveau est réduit sur toutes les fréquences.

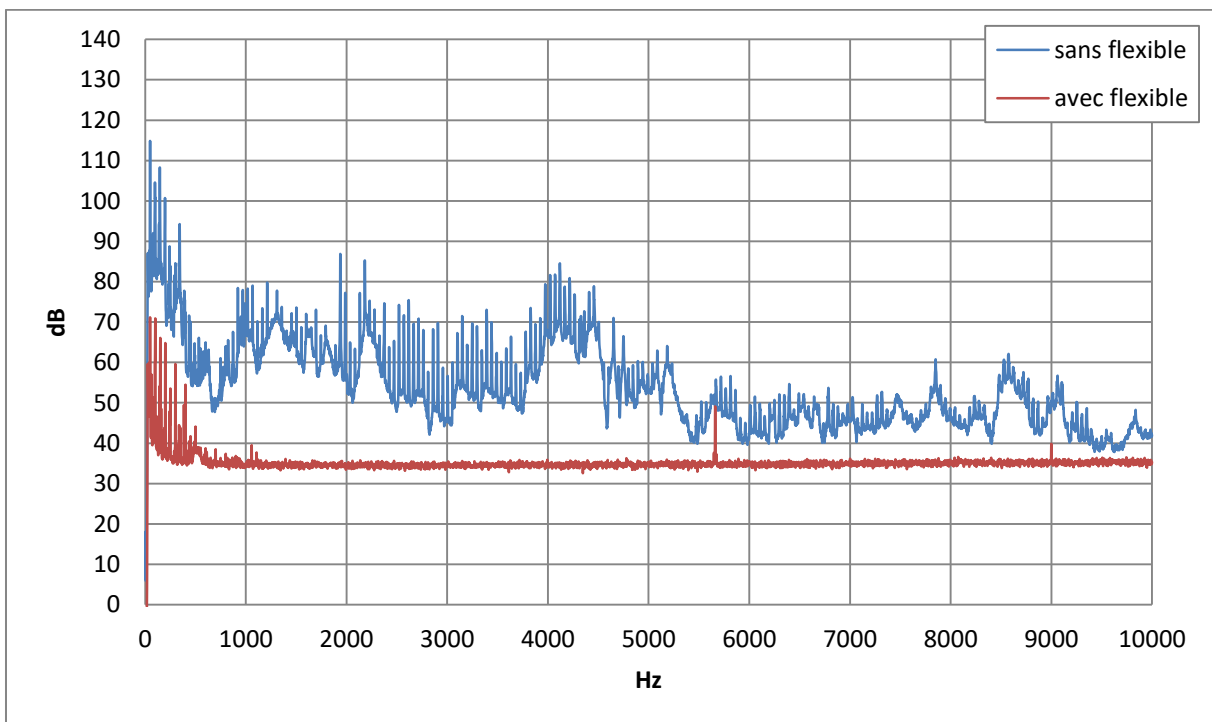


Figure 2-15 : Spectre de vibrations avec et sans flexible hydraulique – BP 0-10000 Hz

Les spectres et niveaux de vibrations sont semblables selon les deux autres axes.

Le **Tableau 2-3** résume la différence des niveaux vibratoires selon les trois axes au même point de mesure entre les configurations avec et sans flexible. Les vibrations sont bien réduites par les flexibles.

Tableau 2-3 : Réduction effective du niveau de vibrations par axe grâce au flexible hydraulique

Axe	Différence du niveau d'accélération pour deux configurations (tube hydraulique sans et avec une partie flexible) (dB)
X	39,4
Y	48,6
Z	38

Les flexibles hydrauliques découplent efficacement sur toutes les fréquences et sur les trois axes. Le niveau d'accélération est le mieux réduit sur l'axe vertical Y avec une différence d'environ 10 dB, soit un rapport de 10, par rapport aux deux autres axes. Elle est équivalente sur les deux autres axes. Le découplage est donc meilleur pour un mouvement de compression/traction du flexible.

CONCLUSION SUR L'EFFET DES FLEXIBLES DU CIRCUIT HYDRAULIQUE

Les mesures comparatives sur deux tubes hydrauliques, l'un comportant une partie flexible, l'autre réalisé uniquement en cuivre, montrent qu'une diminution efficace de plus de 38 dB de l'accélération est imputable à l'effet du flexible.

Le flexible est plus performant pour une déformation en compression/traction.

EFFET DES PLOTS ELASTIQUES ENTRE L'EQUERRE ET LA PAC

La pompe à chaleur repose sur une équerre découplée de la structure porteuse et de l'ensemble des composants de la chaudière hybride par quatre plots élastiques. Des mesures d'accélération sont réalisées pour évaluer leur effet sur le découplage vibratoire.

Le repère décrit sur la **Figure 2-9** est repris ici. Les plots travaillent en compression selon l'axe Y (voir la **Figure 2-16**).

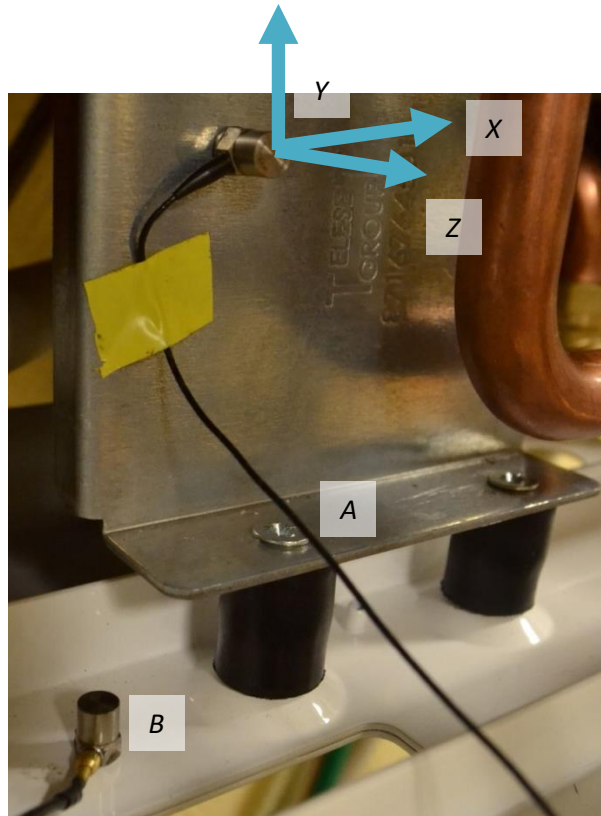


Figure 2-16 : Essai d'évaluation de l'efficacité des silentblocs équerre/habillage

Les points de mesure sont à proximité des plots. Les positions seront respectivement notées « A » et « B ». Les spectres sont donnés sur les **Figure 2-17**, **Figure 2-18** et **Figure 2-19**.

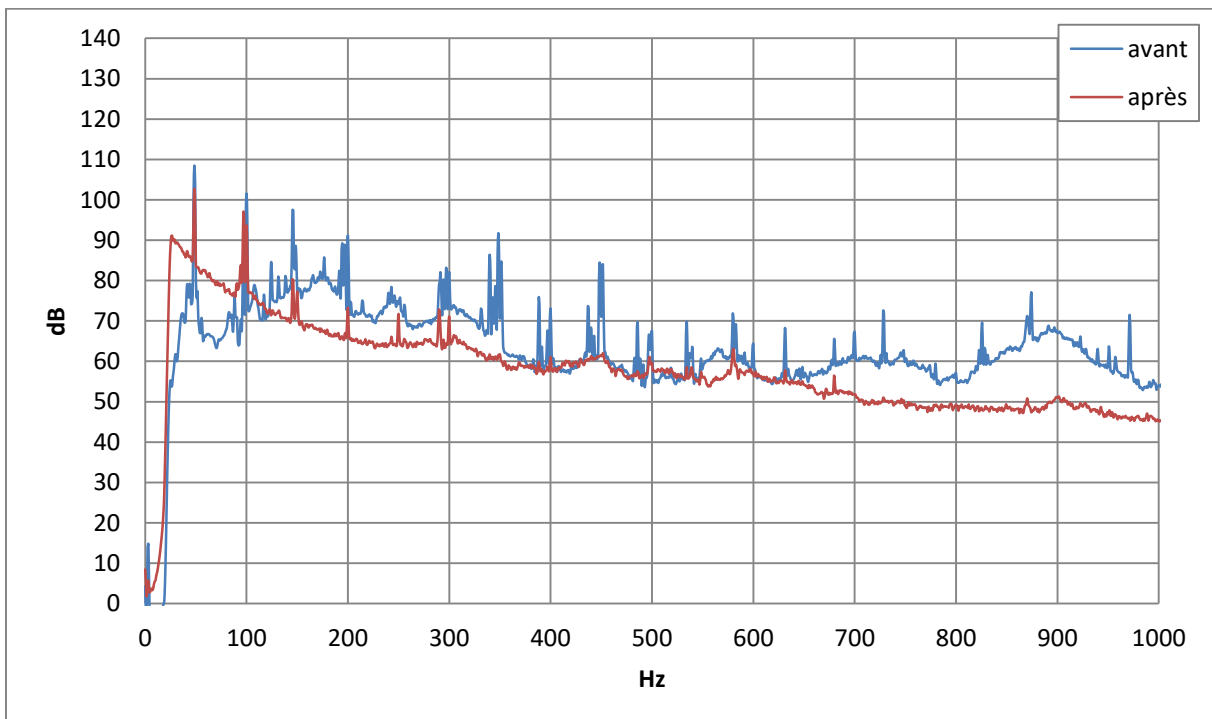


Figure 2-17 : Niveau vibratoire avant et après les silentblocs entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe X – BP 0- 1000 Hz

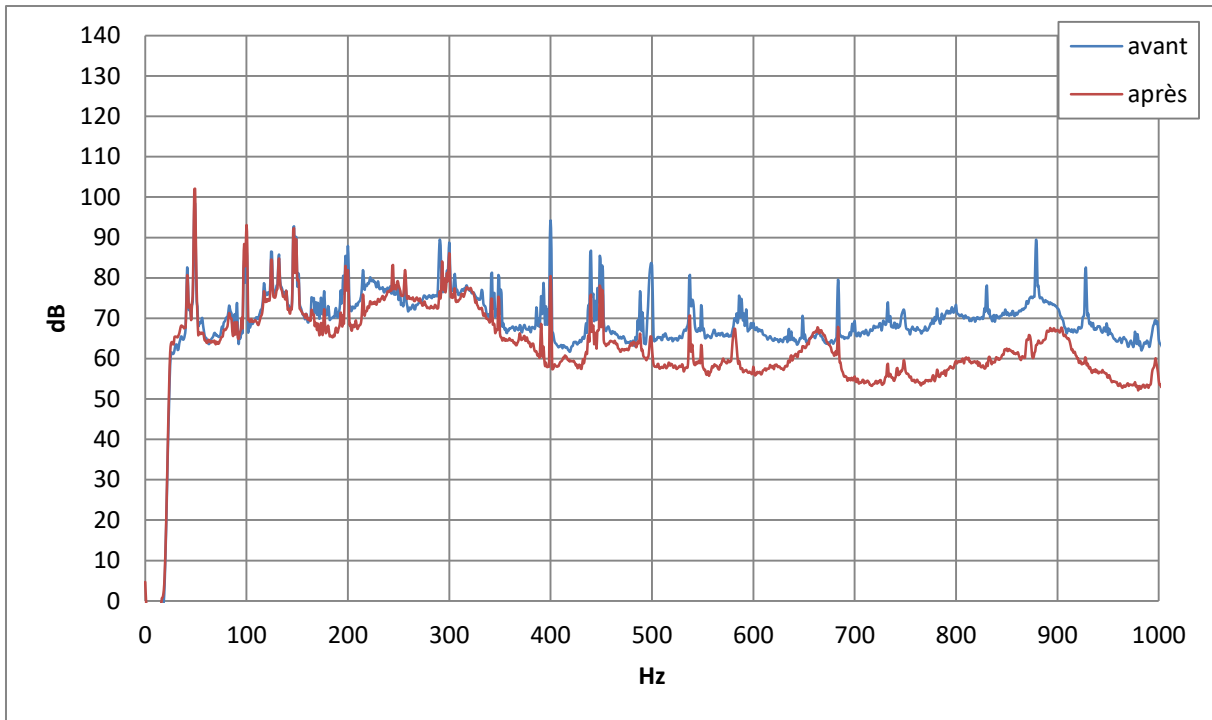


Figure 2-18 : Niveau vibratoire avant et après les silentblocs entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe Y – BP 0-1000 Hz

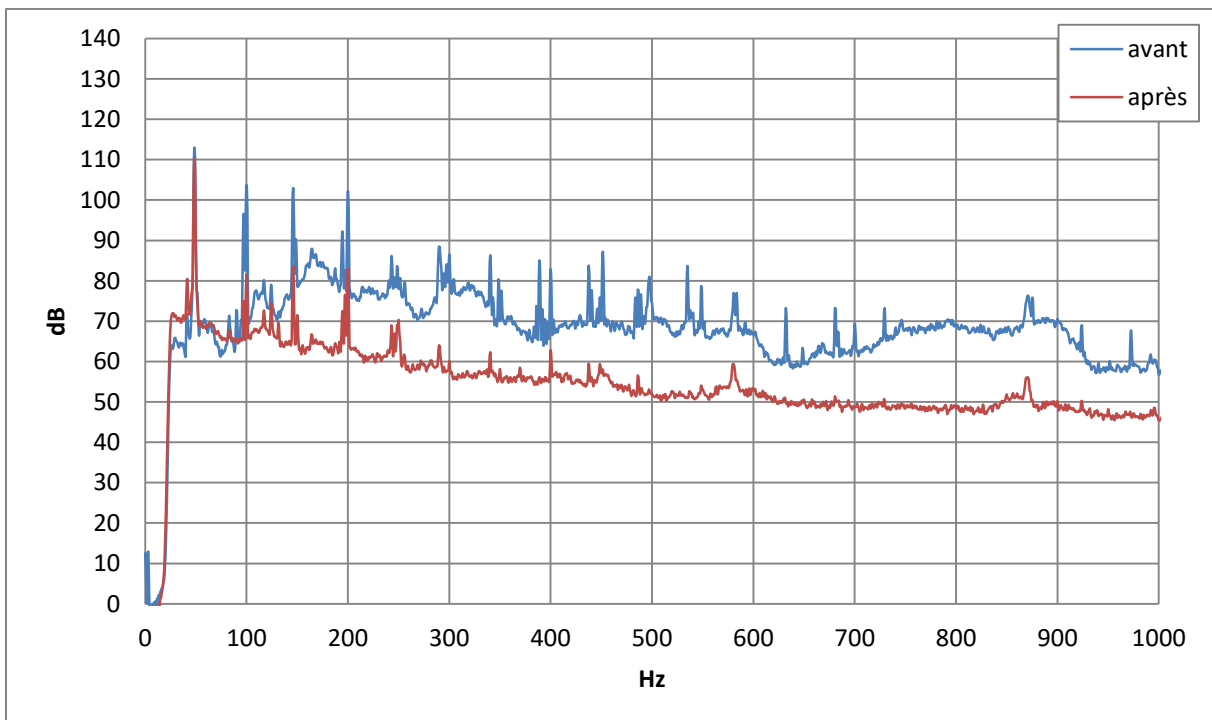


Figure 2-19 : Mesure du niveau vibratoire avant et après les plots entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe Z – BP 0-1000 Hz

La réduction du niveau global de vibration sur les trois axes entre un point de mesures avant et après le plot est résumée au **Tableau 2-4**.

Tableau 2-4 : Réduction du niveau de vibrations par axe grâce aux plots

Axe	Réduction des vibrations (m/s ²)
X	3,9
Y	1,7
Z	4,3

Tous les spectres dégagent clairement les raies du compresseur (son fondamental, ses harmoniques et la magnétostriction) et aussi celles du ventilateur. Cela signifie que ni le ventilateur ni le compresseur ne sont découplés de la structure. Les vibrations sont transmises à la coque PPE, et de celle-ci, soit directement à l'habillage par des contacts parasites (hypothèse la plus probable), soit par l'équerre en passant par les plots anti-vibratiles.

2.3. ETUDE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE V1.5

L'évaluation de la première version de la chaudière hybride conduit à un certain nombre de modifications (voir introduction du **Chapitre 2**), qui ont été appliquées à la V 1.5.

Cette partie de l'étude a pour but de confirmer la pertinence et l'efficacité des solutions apportées.

2.3.1. DIFFERENCES ENTRE LA V1.0 ET LA V1.5

Les changements apportés à la V1.0 se répercutent sur son spectre sonore qui est analysé et comparé à la V1.0 dans cette section. Les mesures de pression sonore sont réalisées à la même position de microphone que pour la V1.0.

La **Figure 2-20** montre les spectres de la V1.0 et V1.5 sur la bande de fréquence 0-10000 Hz.

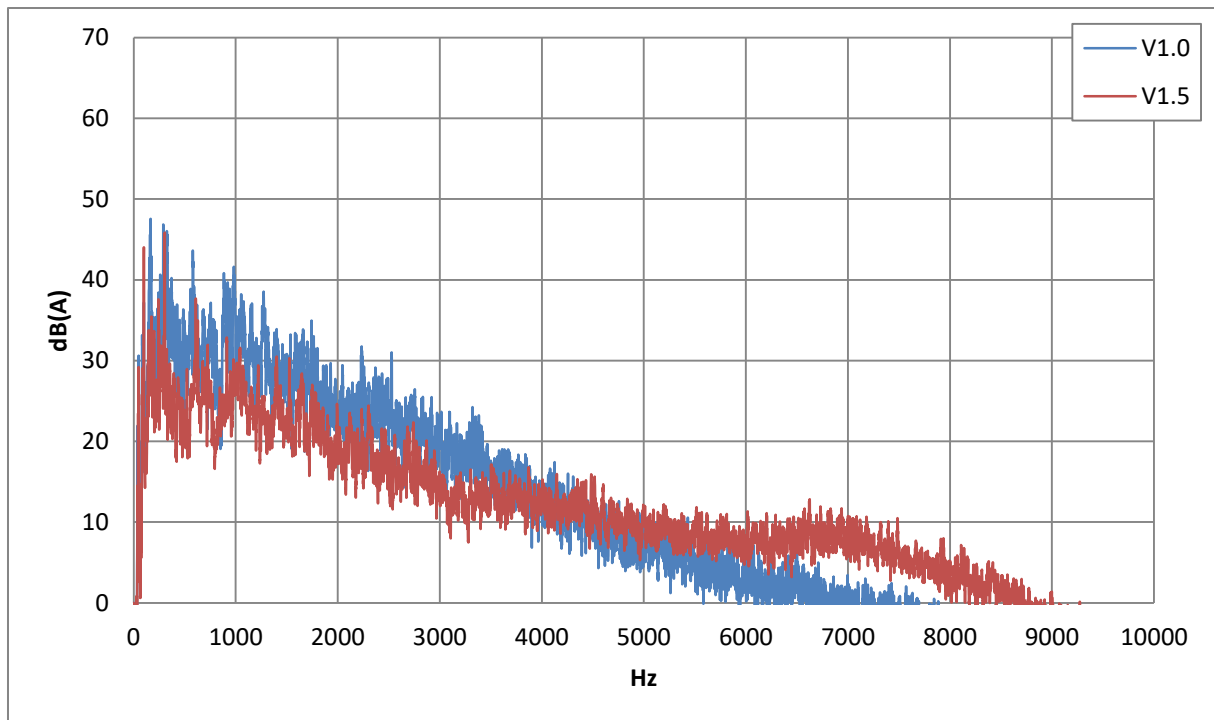


Figure 2-20 : Spectres des versions 1.0 et 1.5 – BP 0-10000 Hz

La différence de niveau de pression acoustique entre la V1.0 et la V1.5 est de 8,9 dB. Comme pour la V1.0, la puissance acoustique de la V1.5 est située dans les basses fréquences. Le niveau sonore de la V1.5 est inférieur à celle de la V1.0 dans les basses fréquences jusqu'à 4000 Hz mais il devient supérieur au-delà de cette fréquence. Cela n'affecte pas le niveau sonore global puisque l'amplitude maximale pour une fréquence supérieure à 4000 Hz est au moins inférieure de 20 dB au maximum du spectre. Cependant, le barycentre de l'énergie étant décalé vers les hautes fréquences, le son perçu semble plus aigu.

La **Figure 2-21** est un agrandissement du spectre sur la bande de fréquence 0-1000 Hz.

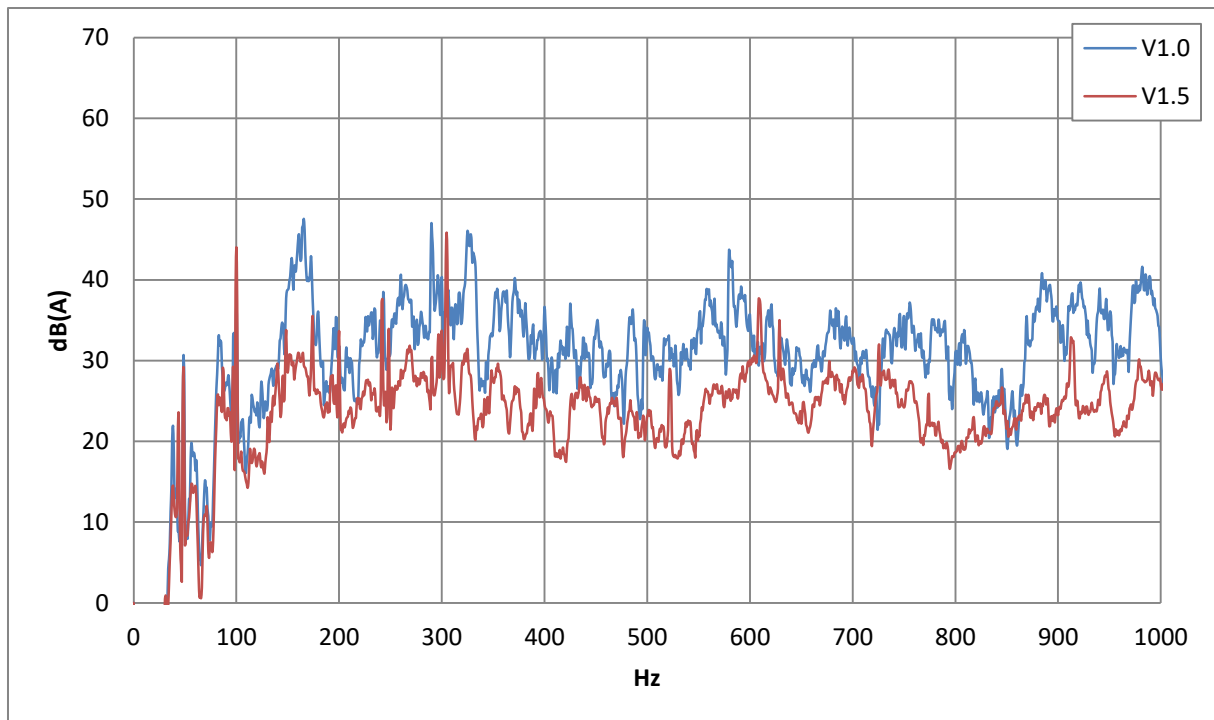


Figure 2-21 : Comparaison des spectres des versions 1.0 et 1.5 – BP 0-1000 Hz

La diminution du niveau global est surtout due au changement du ventilateur. En effet, il existe une réduction du bruit à large bande due à un écoulement d'air mieux canalisé (**Figure 3-40** et **Figure 3-43**).

Cette baisse sur une grande plage de fréquences révèle dans le spectre des éléments qui y étaient masqués. Effectivement, les harmoniques de rang plus élevé de la vitesse de rotation du compresseur émergent maintenant. Ils sont identifiés sur la **Figure 2-26**. C'est probablement la raison pour laquelle on entend plus distinctement le compresseur (qui était auparavant masqué par le bruit à large bande du ventilateur).

Un agrandissement du spectre sur 0-500 Hz (**Figure 2-22**) permet de faire davantage de commentaires.

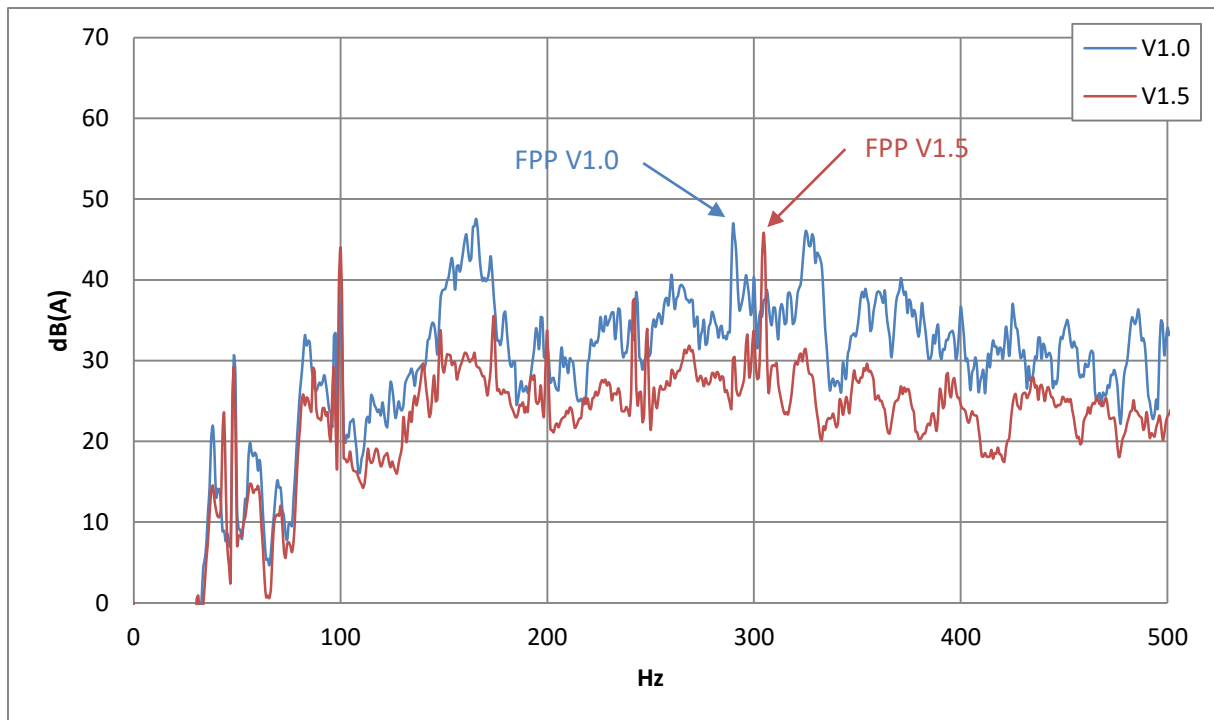


Figure 2-22 : Comparaison des spectres des versions 1.0 et de 1.5 – Bande passante de 0-500 Hz

La comparaison des versions 1.0 et 1.5 montre que la coïncidence entre des harmoniques du compresseur et ceux du ventilateur a disparu car le ventilateur tourne un peu plus vite.

Cependant, la raie à 100 Hz due à la magnétostriction gagne environ 10 dB dans la V1.5. Le même modèle de compresseur est utilisé dans les deux versions. Cela signifie qu'il y a une forte disparité sur la qualité de fabrication des moteurs intégrés dans les compresseurs du même modèle. Un contrôle qualité du moteur doit être évalué avant montage.

2.3.2. VENTILATEUR

Le compresseur est débranché pour ces essais. Les raies du ventilateur les plus fortes sont multiples de la FPP (304,5 Hz, 609 Hz et 913,5 Hz - **Figure 2-23**).

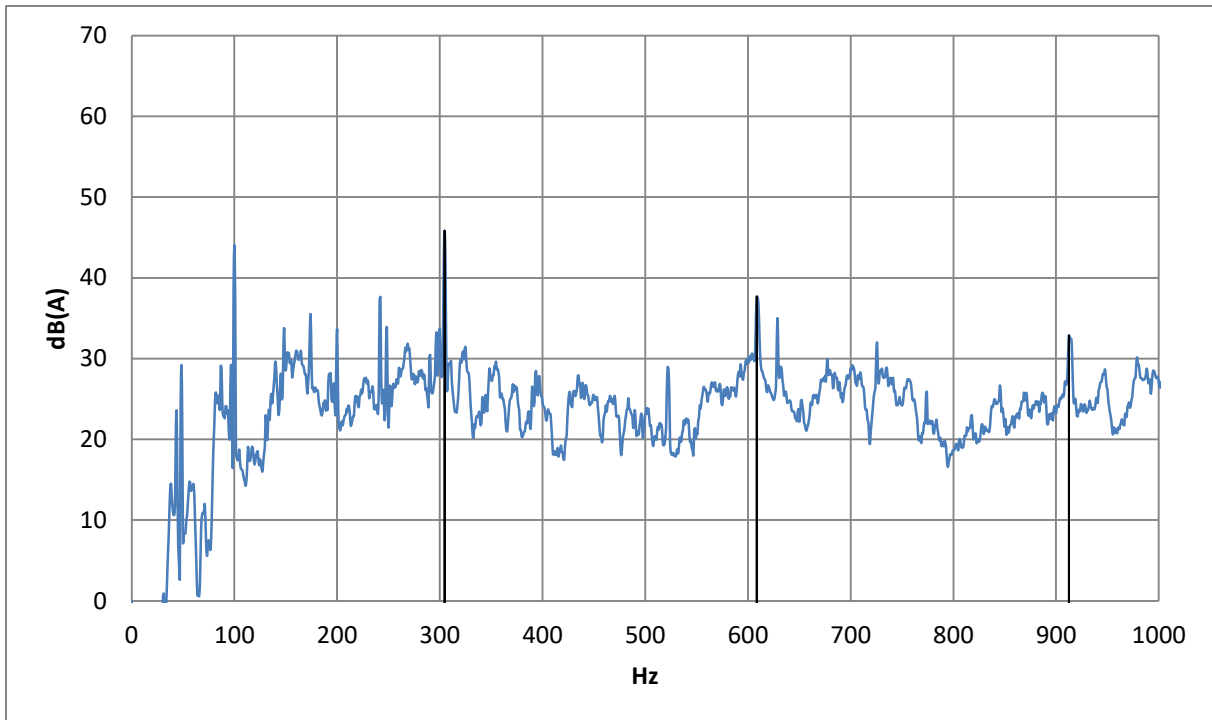


Figure 2-23 : Spectre mettant en évidence la fondamentale et les harmoniques de la FPP du ventilateur – BF 0-1000 Hz

Dans toute démarche d'analyse sonore d'un appareil, on cherche à connaître le spectre de chacune de ses sources pour déterminer sa contribution au spectre de l'appareil entier. Pour cela, il faut isoler chaque source sonore. En pratique, il est impossible d'isoler parfaitement une source lorsqu'elle est intégrée dans un système puisqu'elle est liée aux autres composants pouvant aussi rayonner du bruit qui apparaît dans les résultats de mesure. Il faudrait l'arrêt de toutes les sources sauf celle étudiée. Il est toutefois impossible de faire fonctionner le compresseur seul pour des raisons de contraintes sur le fonctionnement de la pompe à chaleur, aussi le ventilateur sera l'unique source dont on connaît le spectre. Cependant, des conclusions sur le compresseur peuvent être tirées en comparant les spectres des mesures où le ventilateur tourne seul et où l'appareil complet est en fonctionnement.

La **Figure 2-24** compare les spectres entre le bruit produit par la pompe à chaleur complète et celui dû au ventilateur seul.

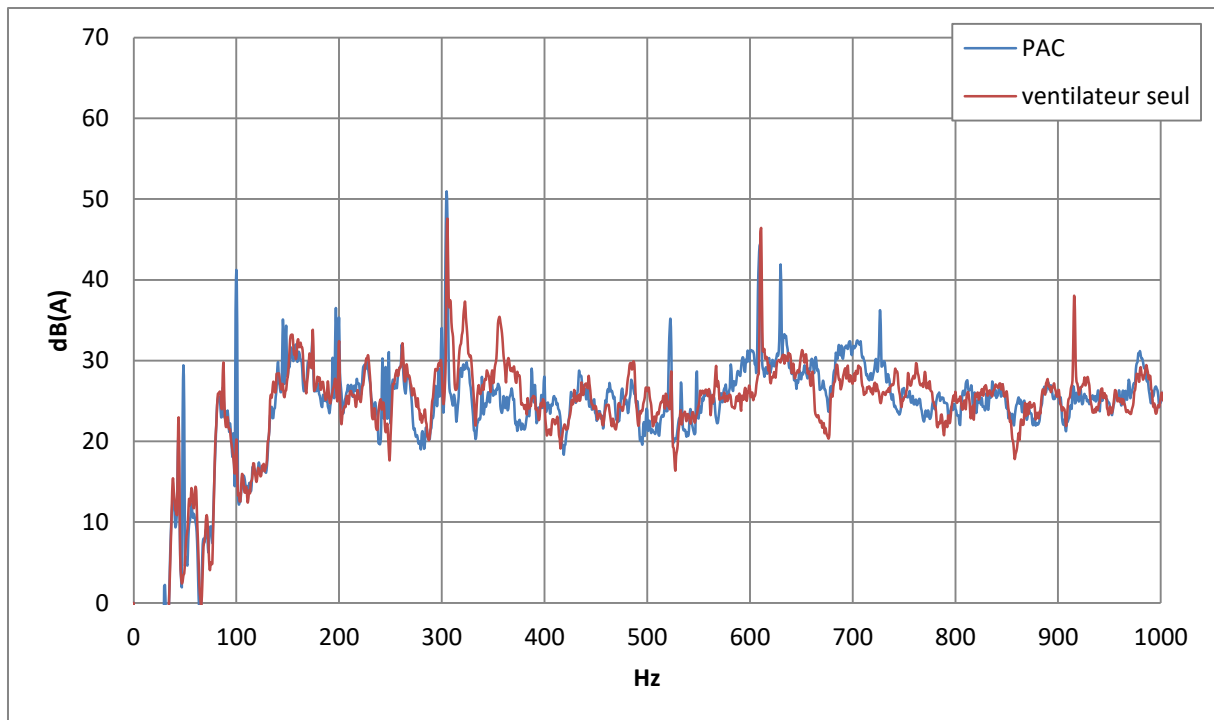


Figure 2-24 : Comparaison des spectres de la version 1.5 pour la pompe à chaleur en marche et le ventilateur seul – BP 0-1000 Hz

Elle montre que le compresseur n'ajoute pas beaucoup au niveau global (+0,8 dB(A), pour une mesure devant l'appareil). Le bruit à large bande reste semblable entre les deux spectres. Cela signifie qu'il est lié au ventilateur. La même remarque peut être faite sur les raies à la fréquence de passage des pales et ses harmoniques.

De plus, la raie à 100 Hz n'apparaît plus sur la courbe en rouge, correspondant au fonctionnement du ventilateur seul (voir aussi **Figure 2-25**). Cela confirme qu'elle provient du compresseur.

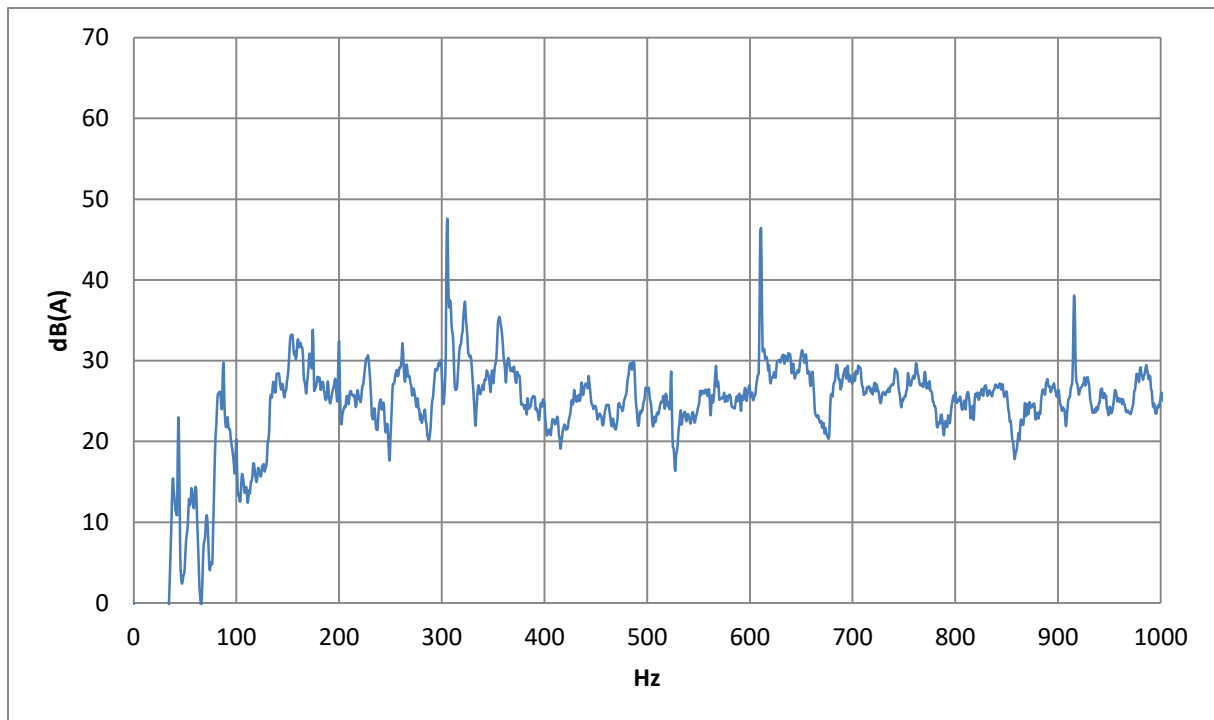


Figure 2-25 : Spectre de la version 1.5 pour le ventilateur seul – BP 0-1000 Hz

De manière générale, le bruit du ventilateur est prédominant par rapport à celui du compresseur, qui est masqué par le bruit à large bande. Seules les raies de la compression du fluide frigorigaue et de la magnétostriction en basses fréquences émergent du spectre du ventilateur.

2.3.3. COMPRESSEUR

Le même compresseur que celui de la V1.0 est étudié dans ce paragraphe. Le bruit issu du compresseur provient des deux mêmes sources (cf. §2.2.1.1) :

- le moteur électrique (source de la magnétostriction à 100 Hz),
- le compresseur rotatif à palette qui provoque des pulsations de pression du fluide frigorigaue (à environ 48 Hz et à ses harmoniques).

Les raies dues au compresseur sont moins élevées que celles liées au ventilateur (**Figure 2-26**). Cependant, à 100 Hz, soit le double de la fréquence du réseau électrique, l'impact attribué à la magnétostriction des tôles du moteur à induction est relativement important. En effet, la raie correspondante est la deuxième plus grande après celle à la FPP, alors qu'elle était moins grande pour la V1.0.

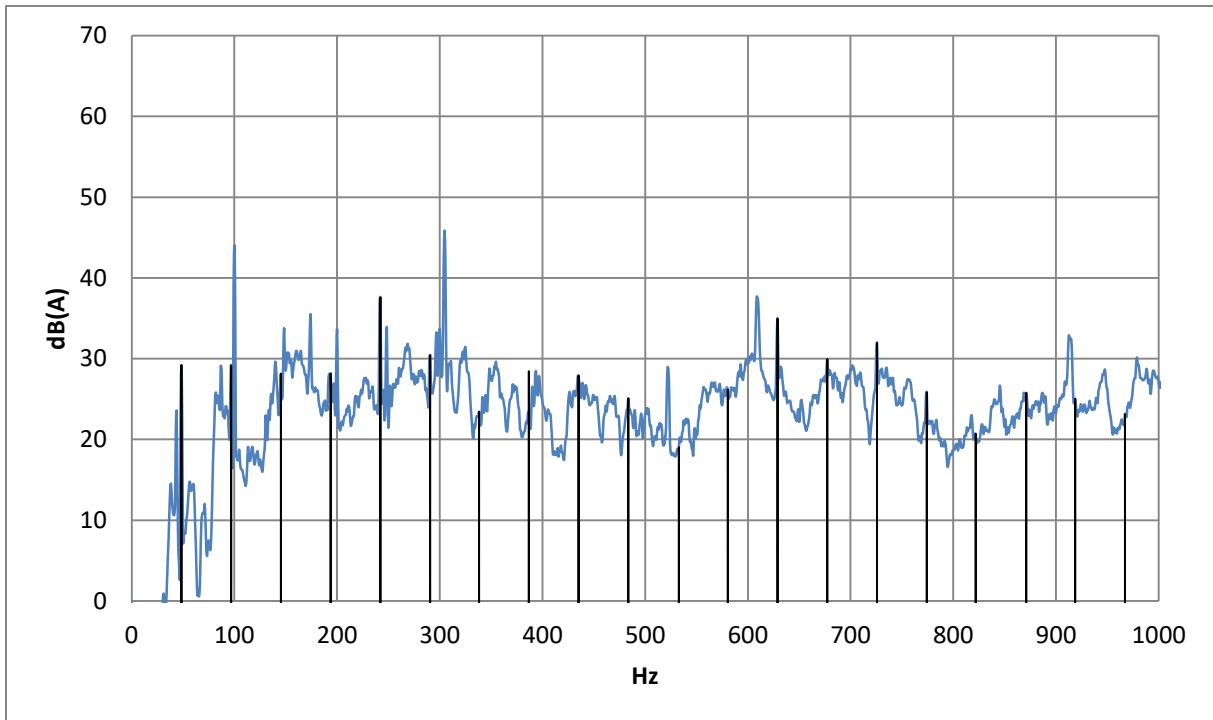


Figure 2-26 : Spectre de la version 1.5 mettant en évidence le fondamental et les harmoniques de la fréquence de rotation du compresseur – BP 0-1000 Hz

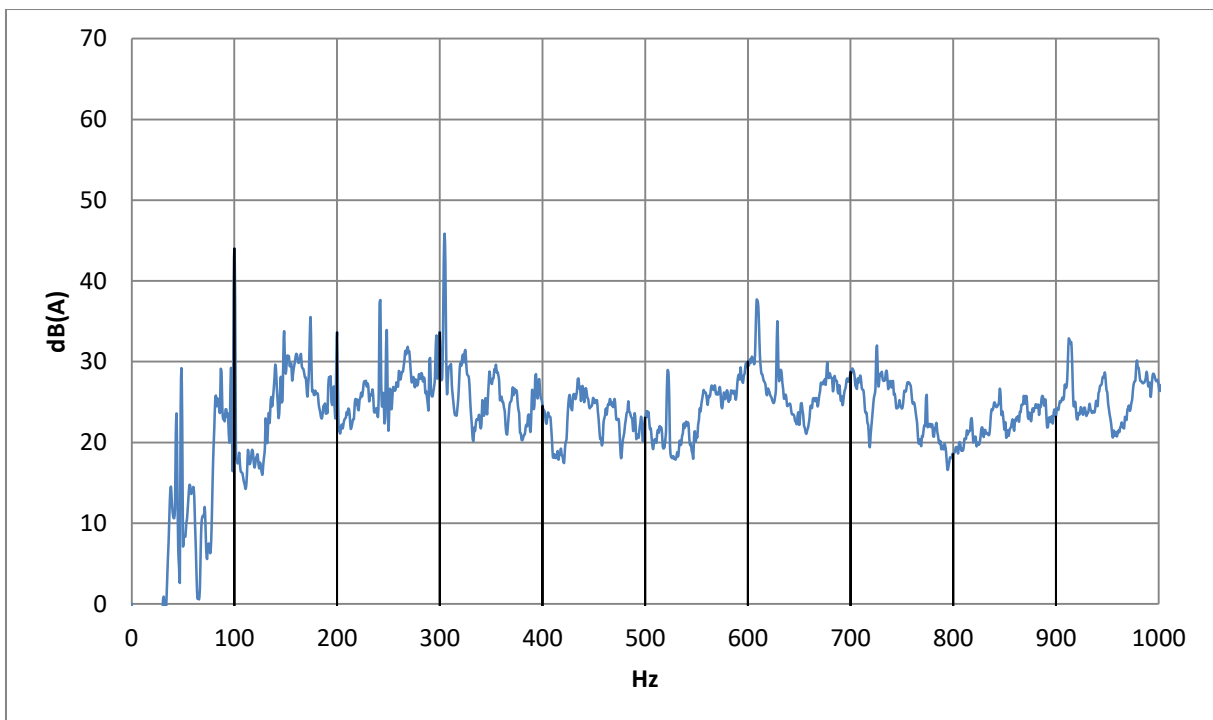


Figure 2-27 : Spectre de la version 1.5 mettant en évidence le fondamental et les harmoniques du phénomène de magnétostriction – BP 0-1000 Hz

La magnétostriction est un phénomène qui présente des harmoniques seulement sur des fréquences paires du réseau électrique. Seuls le fondamental à 100Hz (~45 dB(A)) et son premier harmonique à 200 Hz (~35 dB(A)) émergent du bruit à large bande (voir **Figure 2-27**).

2.3.4. SYNTHESE DES ESSAIS SUR LA V1.5

La cause de chacune des raies les plus intenses du spectre de l'appareil V1.5 a été identifiée. La synthèse des conclusions est donnée sur la **Figure 2-28**. On retrouve les raies :

- du cylindre de compression du fluide frigorigifère et des pulsations de pression à 48 Hz et ses multiples ;
- de la magnétostriction des parties ferromagnétiques du moteur du compresseur à 100 Hz et ses harmoniques ;
- du ventilateur. On peut distinguer celles à la fréquence de rotation du ventilateur et les multiples de la fréquence de passage des pales. Ces raies sont liées à des mécanismes distincts.

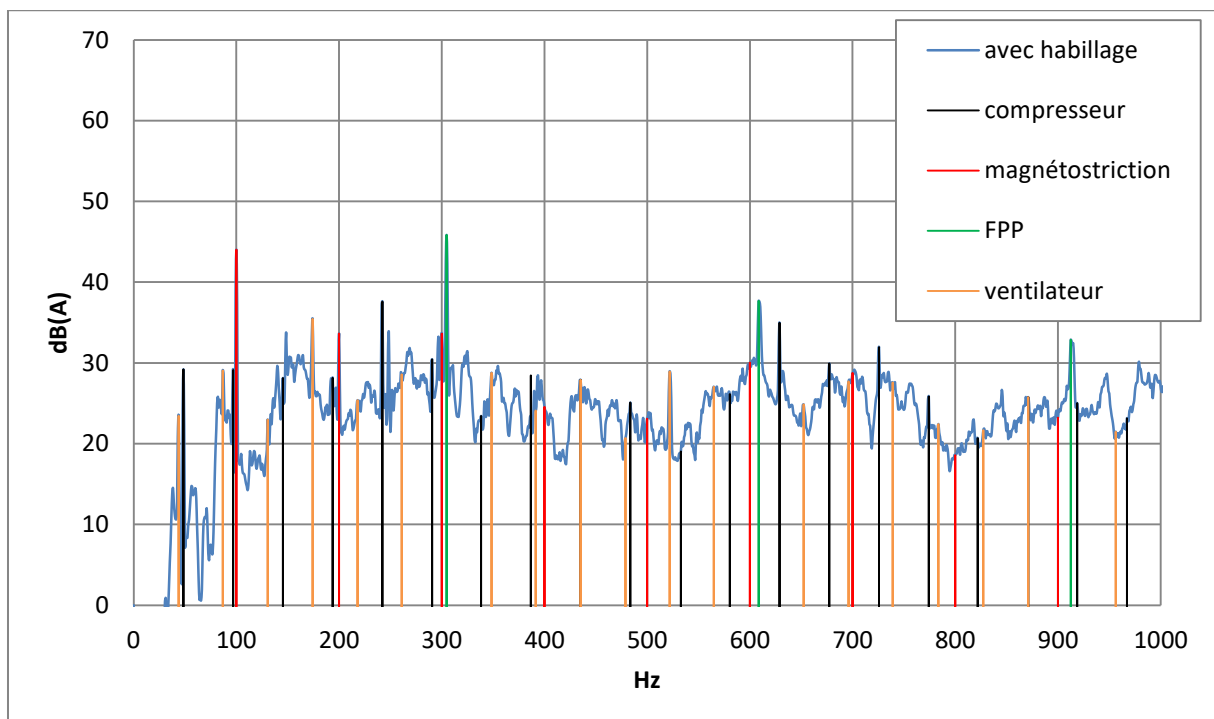


Figure 2-28 : Identification des sources les plus importantes de la chaudière hybride version 1.5

Ce spectre est très intéressant pour identifier et classer les actions visant à réduire le bruit puisqu'en acoustique, il est inutile de travailler sur une source acoustique qui est faible et qui contribue peu au niveau sonore total. Les efforts doivent être concentrés sur les sources les plus fortes.

Si on arrive à réduire ces raies (notamment celles liées au ventilateur et à la magnétostriction par ordre d'importance), nous pourrions atteindre le niveau de puissance acoustique à 50 dB(A) exigé pour une installation dans une cuisine ou un cellier fermés (cf. **Tableau 1-2**). Quant au bruit à large bande, dont le niveau contribue de manière non négligeable au bruit global, il est dû à l'écoulement de l'air dans le circuit aéraulique de la PAC (en amont et en aval du ventilateur).

2.3.5. EFFICACITE DE L'HABILLAGE

L'habillage a pour fonction première d'apporter de l'esthétique au produit mais il agit aussi comme un capotage acoustique. En effet, il forme un caisson isolant autour des sources de bruit de l'appareil. Son efficacité est évaluée en comparant les spectres et les niveaux de pression acoustique entre un appareil avec habillage et un autre sans l'habillage. Les spectres pondérés A sont donnés sur la plage de fréquences 0-1000 Hz (**Figure 2-29**).

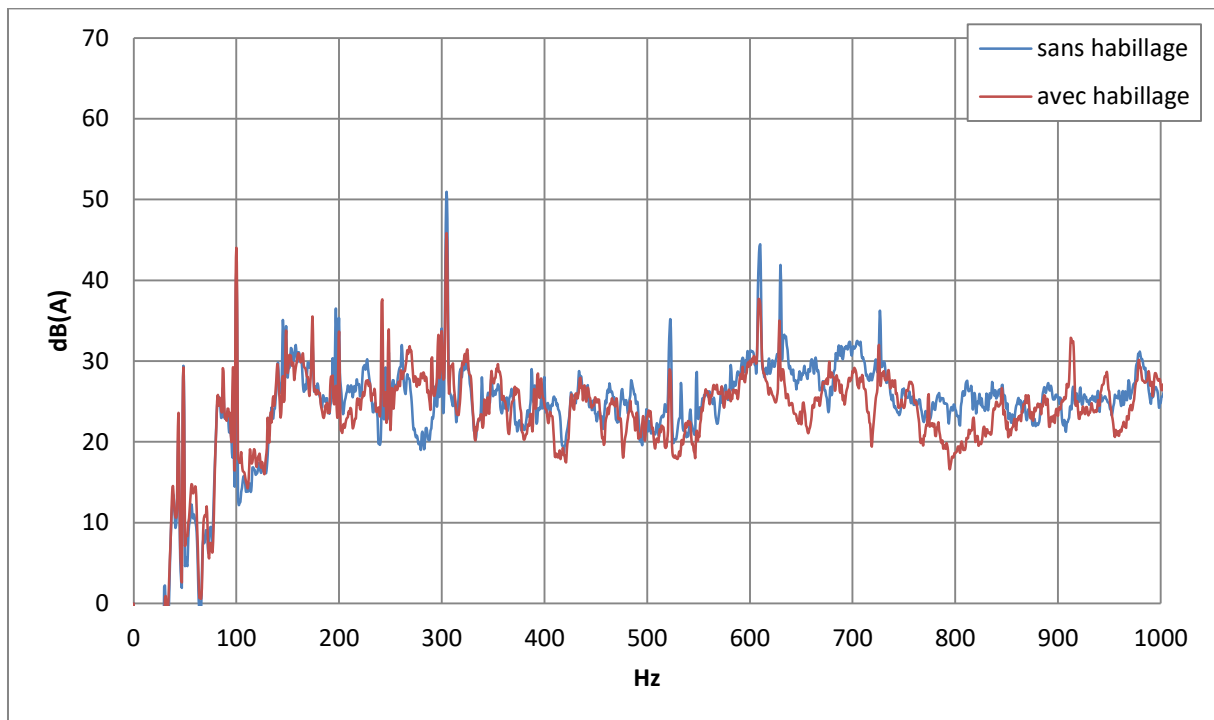


Figure 2-29 : Spectre de bruit de la PAC sans et avec habillage en acier – BP 0-1000 Hz

La perte par transmission liée à la présence de l'habillage s'élève à 1,9 dB sur 0-20000 Hz, ce qui est faible. Les basses fréquences ne sont pas réduites ou le sont peu, ce qui était attendu. L'inefficacité de l'habillage s'explique aussi par la présence d'ouvertures importantes, notamment en dessous et au-dessus de l'appareil.

Pour un habillage identique à la V1.0 (*Figure 2-7*), la *Figure 2-29* montre que la perte par transmission est meilleure pour la V 1.5 : le niveau de pression acoustique est réduit de 2 dB(A) au lieu de 1 dB(A) pour la version 1.0. Toutefois, cette réduction reste faible et donc insuffisante.

2.4. SYNTHÈSE COMPARATIVE DE LA V1.0 ET DE LA V1.5

L'ordre des sources de bruit est similaire entre la V1.0 et la V1.5 à quelques différences près.

La raie à la FPP du ventilateur reste la plus importante dans les deux versions. On notera que, pour la V1.5, les raies émergent davantage du bruit à large bande car celui-ci est réduit dans la dernière version. Entre autres, le résonateur quart-d'onde formé par le conduit de refoulement de l'air n'est plus excité par la FPP car sa fréquence a changé dans la V1.5.

Le compresseur étant le même dans les deux versions, le spectre n'a pas changé significativement. Néanmoins, de faibles variations sont notables qui traduisent des dispersions soit dans le processus de fabrication des compresseurs, soit lors du montage du compresseur dans la pompe à chaleur.

2.5. CONCLUSION SUR L'ANALYSE DES CHAUDIÈRES ACTUELLES

Il y a une grande évolution entre la V1.0 et la V 1.5 de la PAC. Le changement du ventilateur, de la coque PPE et de l'évaporateur a apporté une réduction de 10 dB. En revanche, pour atteindre 50 dB(A) en niveau de puissance acoustique, il faut une réduction supplémentaire d'environ 10 dB. Pour y arriver, il faut retravailler les sources et repenser les solutions d'isolation sonore.

La *Figure 2-28* montre bien les sources les plus gênantes de la chaudière. Malgré les améliorations apportées pour la V1.5, le ventilateur est encore la principale source. Une enquête a été réalisée auprès de différents fournisseurs. Il en a résulté que le ventilateur de la V1.5 est le meilleur sur la performance aérodynamique, le rendement, la consommation électrique et le niveau sonore.

Le compresseur est la deuxième source majeure de bruit (pulsations de pression du fluide frigorigère et phénomène de magnétostriction de son moteur à induction). D'autres compresseurs pour lesquels les déplacements de pièces ou fluides sont plus faibles font moins de bruit. Dans les compresseurs

scroll, les mouvements de pièces mécaniques et de fluides entraînent moins de vibrations que dans les compresseurs de type piston ou palettes.

Par ailleurs, il serait intéressant d'évaluer l'influence du détendeur. Sa position actuelle, très proche de l'entrée d'air du ventilateur, peut être une source de turbulence engendrant du bruit à large bande.

CHAPITRE 3

PROPOSITION DE SOLUTIONS POUR REDUIRE LE NIVEAU SONORE DE LA CHAUDIÈRE HYBRIDE

Des solutions ont été évaluées dans le but de réduire le niveau sonore de la chaudière hybride. Les éléments qui ont été retravaillés sont :

- le compresseur qui sera choisi parmi les modèles commercialisés,*
- l'habillage pour améliorer l'isolement acoustique,*
- le découplage du compresseur au niveau des points de fixation à la structure de la chaudière hybride et des tubes du circuit frigorifique,*
- la distance entre l'évaporateur et le ventilateur afin de trouver celle engendrant un bruit minimal,*
- la géométrie de la volute du ventilateur pour améliorer le couple performance aéraulique/niveau sonore.*

Pour réduire efficacement le niveau sonore de la pompe à chaleur, il faut d'abord retravailler les sources de bruit par ordre d'importance de leur contribution au niveau sonore, puis seulement après, les chemins de transmission, qui peuvent être aériens ou solidiens.

Le ventilateur est la première source à améliorer. Pour des raisons industrielles, il ne peut être modifié mais il est possible de changer de modèle. Une enquête a été réalisée sur les ventilateurs compatibles avec les spécifications recherchées. Il en résulte que le ventilateur retenu pour la V1.5 présente les meilleurs critères, notamment en termes de niveau sonore. Ce point ne sera pas plus développé dans ce chapitre.

Une étude expérimentale est consacrée au choix du compresseur, deuxième source de bruit de la pompe à chaleur. Des compresseurs ont été sélectionnés selon les performances désirées, puis testés.

Puisque les actions sur les sources sont très limitées, des améliorations sur les chemins de transmission de bruit aérien et solidien ont aussi été étudiées : isolation acoustique, découplage vibratoire du compresseur et réduction du bruit d'écoulement d'air.

Les résonances du circuit aéraulique, très pénalisantes, sont à éviter. L'écoulement de l'air doit être rendu moins turbulent afin que le niveau de bruit à large bande diminue. Cet aspect ne fera pas l'objet d'une étude car ce bruit dépend beaucoup de l'installation du produit chez le client final.

3.1. COMPARAISON DE DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS

Des mesures de pression acoustique et de vibration sont réalisées sur des compresseurs afin de retenir le modèle présentant les meilleurs résultats sur ces deux critères.

3.1.1. DESCRIPTION DES COMPRESSEURS TESTES

Une présélection a été menée sur les compresseurs pour réduire le nombre à tester. Seuls ceux fonctionnant avec le fluide frigorigère R134a sont retenus. C'est le fluide employé dans les deux versions existantes et son GWP (Global Warming Potential) est l'un des plus faibles parmi la famille de fluides HFC. Cependant, la réglementation européenne impose que leur utilisation soit réduite progressivement jusqu'à leur interdiction en 2030.

Une tentative a été entreprise pour développer une pompe à chaleur avec un fluide ayant un impact environnemental plus faible que le R134a : le propane (R290). C'est un fluide à ODP (Ozone Depletion Potential) nul et à GWP bas par rapport au R134a, mais, par manque de développement de composants compatibles avec ce fluide par les industriels du secteur, elle n'a finalement pas abouti.

L'unique autre critère de sélection des compresseurs est leur puissance frigorifique.

Trois compresseurs ont ainsi été retenus. Leurs caractéristiques sont référencées dans le **Tableau 3-1** :

Marque	Tecumseh
Modèle	HGA4476Y
N° de série	53 A1415 60 145516A
Identification	Compresseur rotatif horizontal au R134a
Puissance frigorifique nominale	1597W (selon EN12900)
Marque	Tecumseh
Modèle	RGA4476Y
N° de série	53 B2614 60 174738 A
Identification	Compresseur rotatif vertical au R134a
Puissance frigorifique nominale	1669W (selon EN12900)
Marque	Tecumseh
Modèle	RK5480Y
N° de série	53 B2714 60 152154 A
Identification	Compresseur rotatif vertical au R134a
Puissance frigorifique nominale	1879W (selon EN12900)

Tableau 3-1: Descriptif des compresseurs au R134a étudiés

Le modèle HGA4476Y est celui employé dans la pompe à chaleur des deux versions existantes.

Dans ce paragraphe, on étudiera aussi un compresseur au CO₂, dont le fluide a un GWP encore plus faible que celui du propane. Ce composant ne peut être vendu seul. Il est commercialisé en étant déjà intégré dans une PAC complète, développée par le constructeur. Ses caractéristiques sont données dans le **Tableau 3-2**.

Marque	Sanden
Vitesse	Variable de 1200 à 5500 tr/min
Cylindrée	3 cc
Identification	Compresseur scroll au R744

Tableau 3-2: Descriptif du compresseur au CO₂ (R744)

3.1.2. METHODE ET MOYENS D'ESSAIS

Les compresseurs n'ayant pas la même géométrie (compresseurs horizontaux et verticaux), leur intégration dans leur boucle frigorifique présentera des différences qui peuvent influer sur le comportement vibratoire et acoustique. De plus, certains composants de la boucle peuvent résonner, ce qui introduit des signaux parasites dans les mesures. La comparaison entre les compresseurs reste difficile. C'est la raison pour laquelle les mesures se font sur un compresseur seul, sans sa boucle frigorifique. Les conditions réelles de fonctionnement ne sont pas respectées. Cependant, les essais sont réalisés à titre de comparaison. On suppose que le classement des compresseurs selon les critères de niveau sonore et de vibrations est conservé dans une utilisation réelle, et quel que soit leur régime de fonctionnement.

Nous avons procédé à des mesures acoustiques en un point situé sur l'axe du compresseur, à 20 cm de la cloche. Des mesures vibratoires ont été effectuées sur la cloche du compresseur, près du tube de refoulement.

Le compresseur est posé sur un bloc de mousse suffisamment souple pour considérer que les points de fixation soient libres (voir **Figure 3-1** et **Figure 3-2**). Le compresseur fonctionne à l'air libre qu'il aspire directement de la pièce puis le refoule dans un tuyau souple muni d'un manomètre et d'une vanne à l'extrémité, régulant la pression au refoulement du compresseur. Aucune raideur n'est donc apportée par les tuyaux.

Avant toute acquisition, la pression au refoulement est réglée à l'aide de la vanne et d'un manomètre pour contrôler la pression à l'intérieur du circuit (voir **Figure 3-1**). Afin de s'assurer de la stabilité du régime de fonctionnement, l'acquisition est lancée au bout d'une minute d'équilibre de la pression.

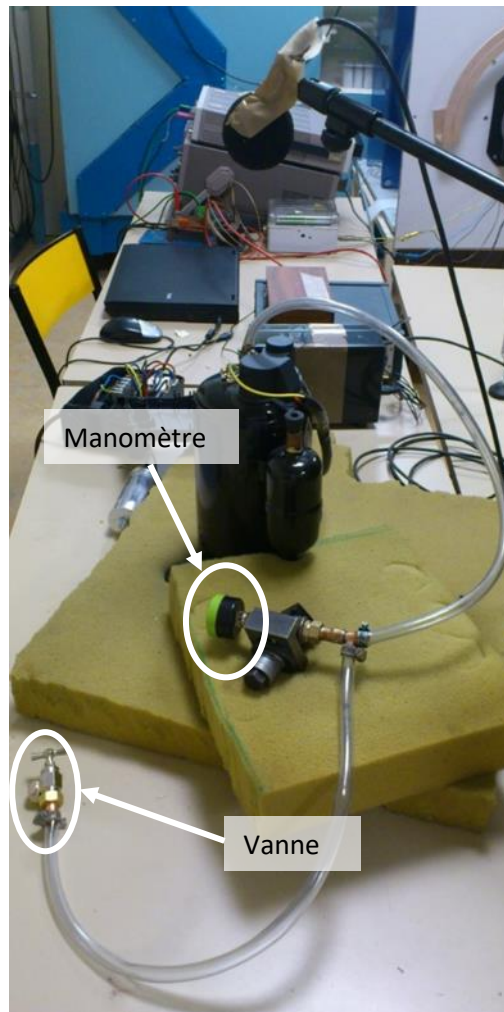


Figure 3-1 : Essai sur les compresseurs verticaux au R134a



Figure 3-2: Conditions d'essai sur le compresseur horizontal au R134a

Le matériel qui a servi à ces mesures est résumé ci-dessous.

- Unité d'acquisition : NetdB NDB1002000A (01-dB Metravib)
- Microphone + préamplificateur : 26CA (G.R.A.S.)
- Accéléromètre : type 4344 (Brüel &Kjaer)
- Amplificateur de charge : type 2624 (Brüel &Kjaer)
- Alimentation de l'amplificateur de charge : type 2805 (Brüel &Kjaer)

3.1.3. MESURES SUR DES COMPRESSEURS AU R134A

Les résultats et les analyses des mesures acoustiques et vibratoires des trois compresseurs au R134a sont présentés ci-dessous. Ceux du compresseur au CO₂ seront abordés au paragraphe 3.1.4.

3.1.3.1. MESURES ACOUSTIQUES

Les spectres et les niveaux de pression acoustique des trois compresseurs au R134a sont comparés sur la plage de fréquence 0-10000 Hz sur la **Figure 3-3**. Le spectre du compresseur HGA4476Y est tracé en bleu, celui du compresseur RGA4476Y est en rouge et celui du modèle RK5480Y est en vert.

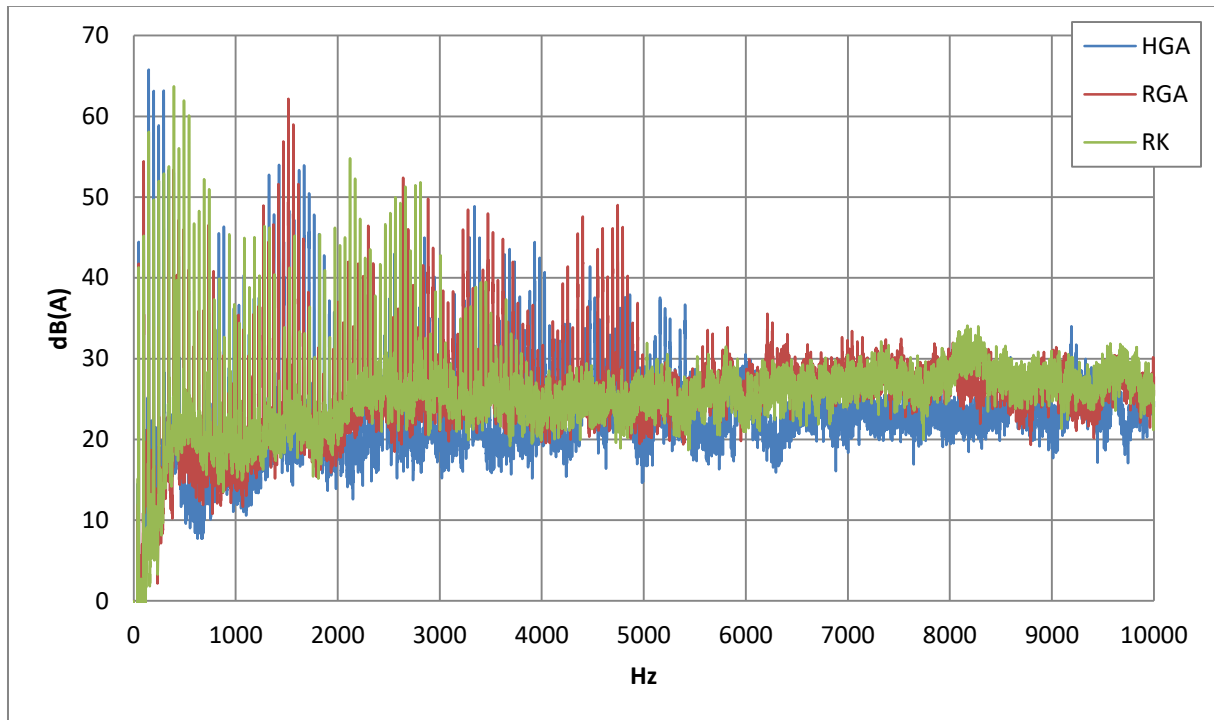


Figure 3-3 : Spectre des compresseurs au R134a sur 0-10000 Hz

Sur la bande de fréquence 0-10000 Hz, le niveau de pression acoustique est le plus élevé pour le compresseur HGA4476Y, puis vient le compresseur RK5480Y (-0,3 dB). Le compresseur le plus silencieux est le RGA7644Y avec un niveau de pression acoustique plus faible que celui des compresseurs HGA4476Y (-1,4 dB) et RK5480Y (-1,1 dB).

Les niveaux sont relativement similaires pour les trois compresseurs. L'énergie est concentrée dans les basses fréquences, inférieures à 5000 Hz. Le bruit est très tonal sur cette bande de fréquence. En effet, un agrandissement du spectre sur 0-5000 Hz montre les nombreuses raies régulièrement espacées d'environ 48 Hz à la fréquence de rotation du compresseur (voir **Figure 3-4**). L'importante émergence se traduit par un bruit perçu qui est très tonal et rugueux.

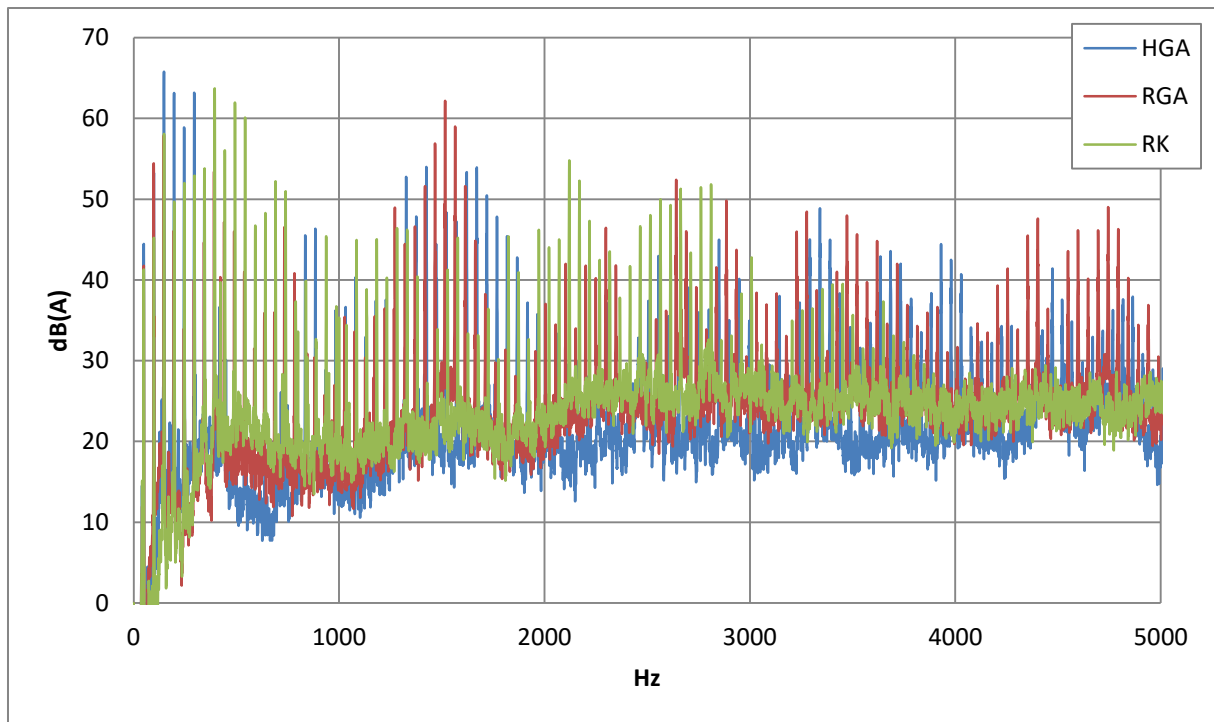


Figure 3-4 : Spectre de bruit des compresseurs au R134a sur 0-5000 Hz

Les trois compresseurs ont chacun un contenu spectral différent. Pour le compresseur HGA4476Y (**Figure 3-7**), les amplitudes les plus élevées se trouvent entre 0 et 500 Hz alors qu'elles se situent entre 0 et 750Hz pour le compresseur RK5480Y (**Figure 3-6**). Les grandes raies sont dans de plus hautes fréquences encore (autour de 1500Hz) pour le compresseur RGA7746Y (**Figure 3-5**).

On remarque que le compresseur RK5480 n'a plus beaucoup de raies émergentes au-delà de 4000 Hz, contrairement aux deux autres compresseurs.

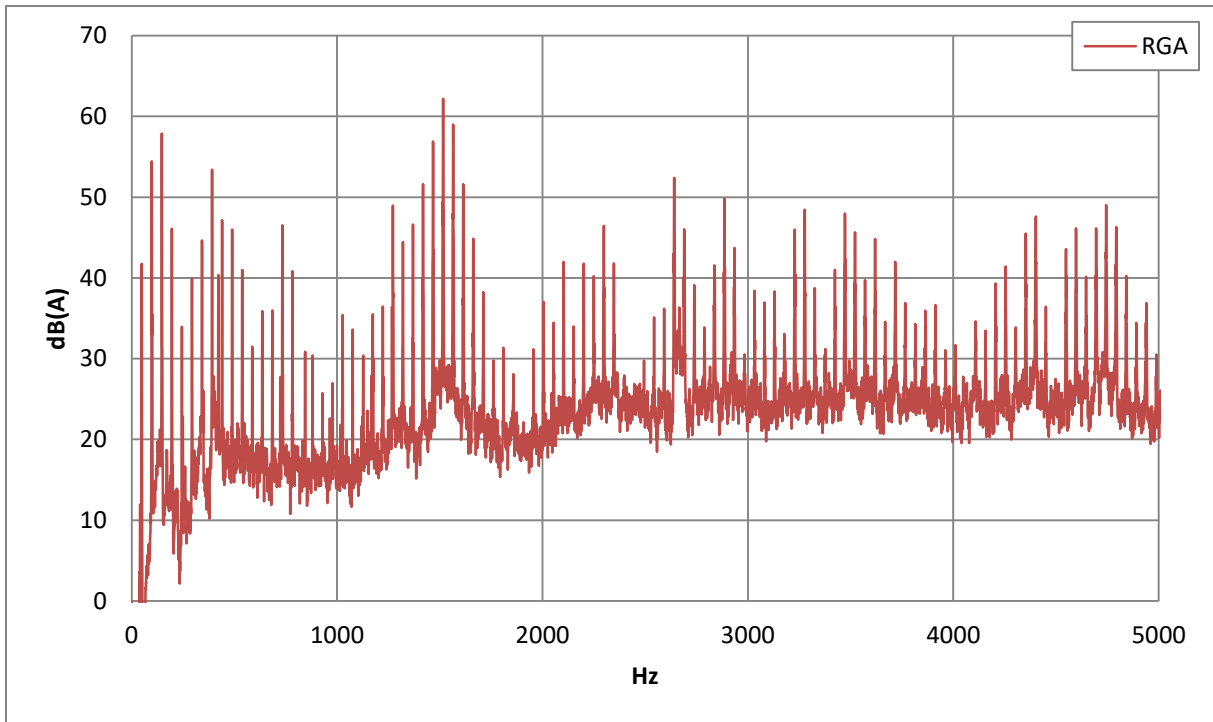


Figure 3-5 : Spectre de bruit du compresseur RGA4476Y

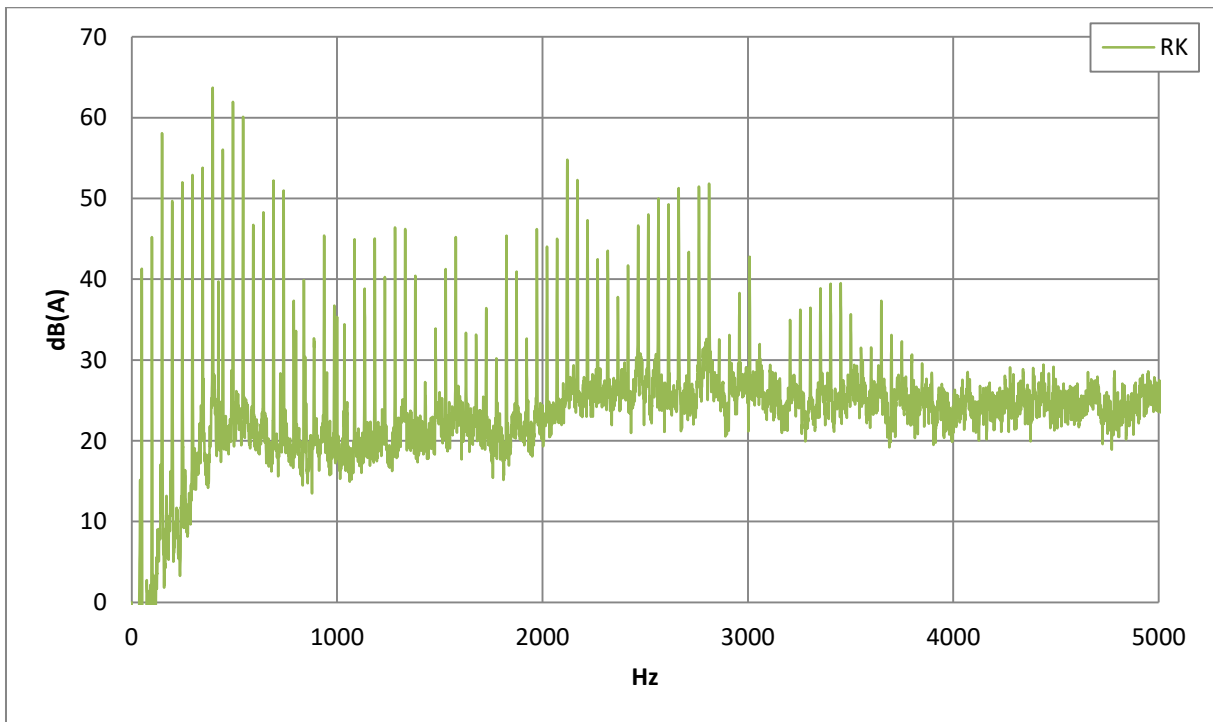


Figure 3-6 : Spectre de bruit du compresseur RK5480Y

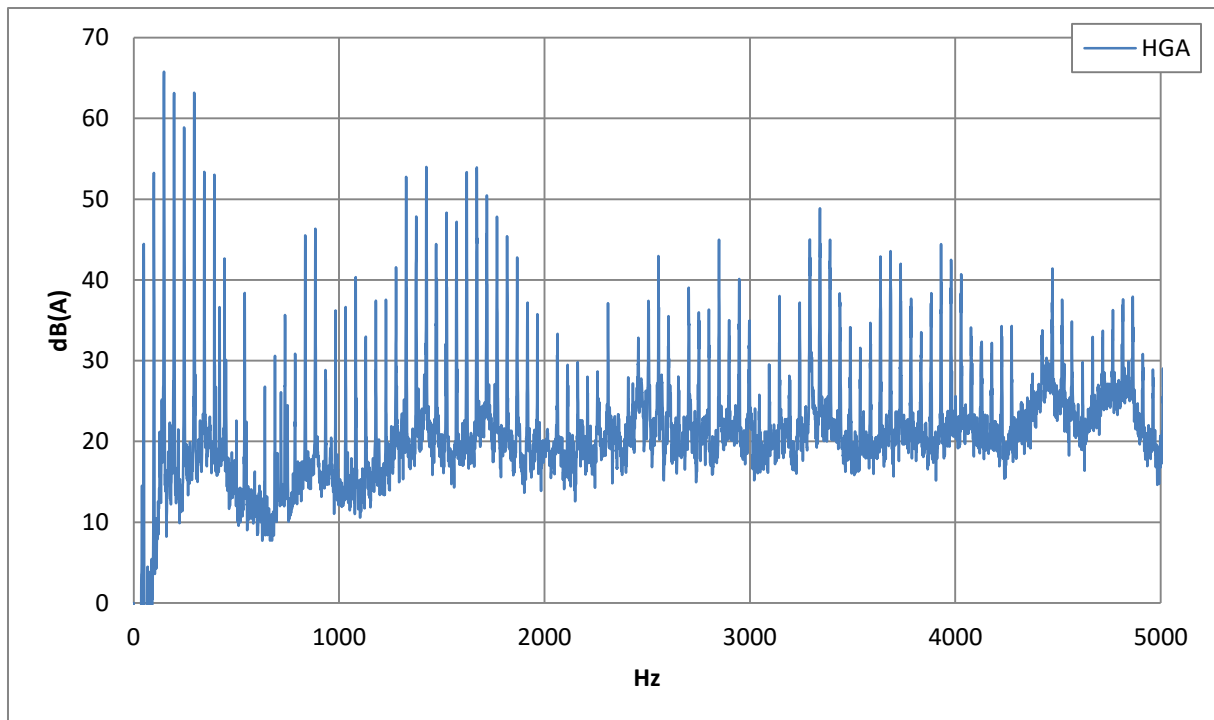


Figure 3-7 : Spectre de bruit du compresseur HGA4476Y

Le compresseur au R134a le plus bruyant est le modèle HGA4476Y, suivi du RK5480Y. Le RGA4476Y a le niveau sonore le plus faible. Les hautes fréquences seront plus efficacement réduites par les habillages. Par conséquent, le modèle RGA4476Y est, en plus d'être le plus silencieux, le plus facile à isoler.

3.1.3.2. MESURES DE VIBRATIONS

Les vibrations des compresseurs au R134a peuvent engendrer du bruit par rayonnement, par propagation au reste de l'appareil. Les compresseurs dont le niveau de vibrations est faible sont donc privilégiés. Les mesures de vibrations sont réalisées sur la cloche et sur l'axe des compresseurs, près du tube de refoulement. Les spectres sont donnés sur la **Figure 3-8**.

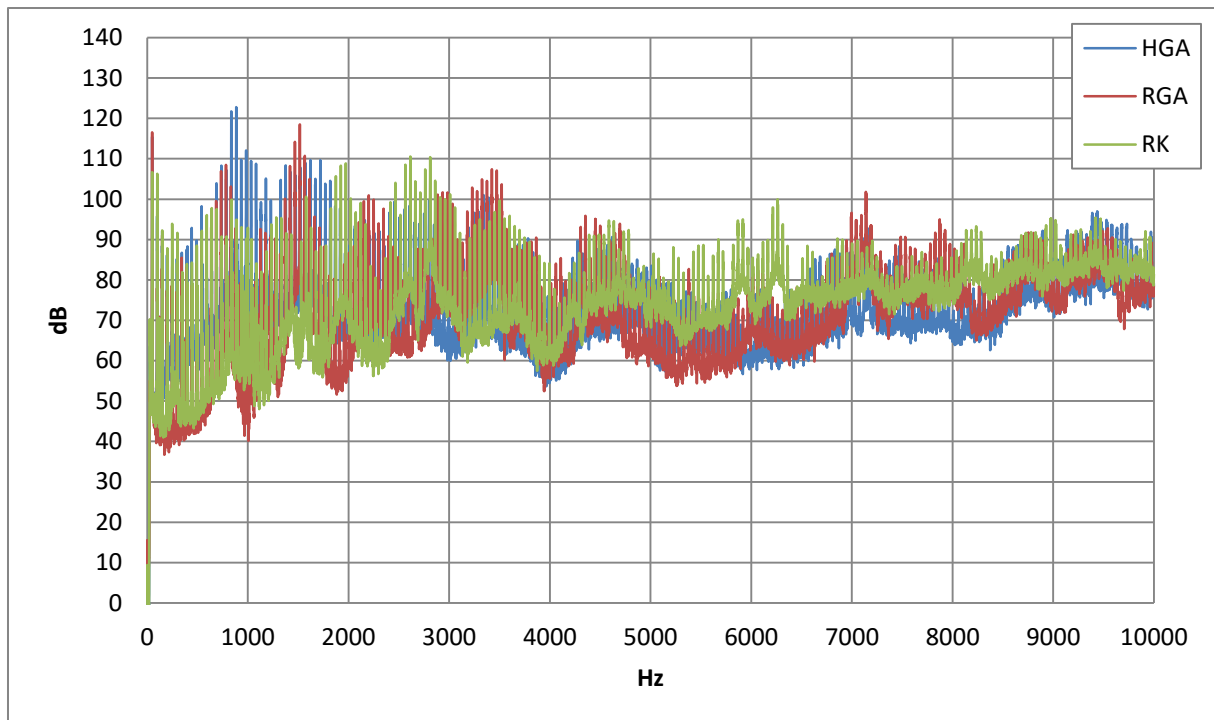


Figure 3-8 : *Spectre des vibrations des compresseurs au R134a*

Le compresseur ayant le plus grand niveau de vibration est le compresseur HGA4476Y avec 127,8 dB, suivi du compresseur RGA4476Y avec 125,2 dB (soit 2,6 dB de différence avec HGA4476Y), puis du compresseur RK5480Y avec 123,7 dB (soit 4,1 dB de différence avec HGA4476Y).

3.1.3.3. CONCLUSION SUR LES COMPRESSEURS AU R134A

Le compresseur RGA4476Y est le plus silencieux avec un niveau de pression acoustique de 70,5 dB(A) sur 0-10000Hz. À l’opposé, le HGA4476Y est le plus bruyant, avec 1,4 dB(A) de plus que le RGA4476Y. Le niveau sonore du RK5480Y est de 1,1 dB(A) supérieur au compresseur RGA4476Y. La différence est significative entre le compresseur le plus silencieux, RGA4476Y, et les deux autres. De plus, le barycentre de son énergie acoustique portée par les raies entre 0 et 5000 Hz est à une fréquence plus élevée comparée aux deux autres modèles. Cela pourrait rendre son isolation plus facile pour un même capotage.

Quant aux niveaux de vibrations, le compresseur RK5480Y vibre moins que le RGA4476Y. La différence de niveau vibratoire est de 1,5 dB. Le compresseur HGA4476Y présente le niveau le plus élevé, avec un écart de 4,8 dB par rapport au RK5480Y.

Les compresseurs RGA4476Y et RK5480Y semblent avoir de meilleures caractéristiques sur les plans acoustiques et vibratoires. Ils sont tous les deux des compresseurs verticaux, contrairement au modèle HGA4476Y.

3.1.4. MESURES SUR UN COMPRESSEUR AU CO₂

Le choix du CO₂ est motivé par une diminution progressive de l'utilisation des fluides HFC au profit de ceux ayant un impact environnemental plus faible. De plus, ce fluide est naturel, largement disponible et donc peu coûteux, ininflammable, non toxique. Son rendement est élevé sous certaines conditions de fonctionnement (grande différence de température entre haute et basse pression)... L'une des raisons pour laquelle il est encore peu employé est une pression de fonctionnement très supérieure à celle des circuits frigorifiques actuels. La réalisation, la maintenance et la sécurité de la boucle frigorifique demandent alors davantage de compétences et des composants plus coûteux.

Comme pour les compresseurs au R134a, nous avons effectué des mesures acoustiques et vibratoires sur un compresseur au CO₂. Cependant, les conditions d'essais diffèrent de celles retenues précédemment car nous n'avons pas pu commander un compresseur seul. En effet, le fabricant du compresseur au CO₂ étudié n'autorise pas la vente unitaire ou la commercialisation pour les particuliers. Le laboratoire CMGPCE (Chimie Moléculaire Génie des Procédés Chimiques et Energétiques) du CNAM a pu s'en procurer un dans le cadre d'un partenariat sur un projet de développement d'un appareil de chauffage et de production d'ECS.

Le compresseur est intégré dans une boucle frigorifique (**Figure 3-9**).

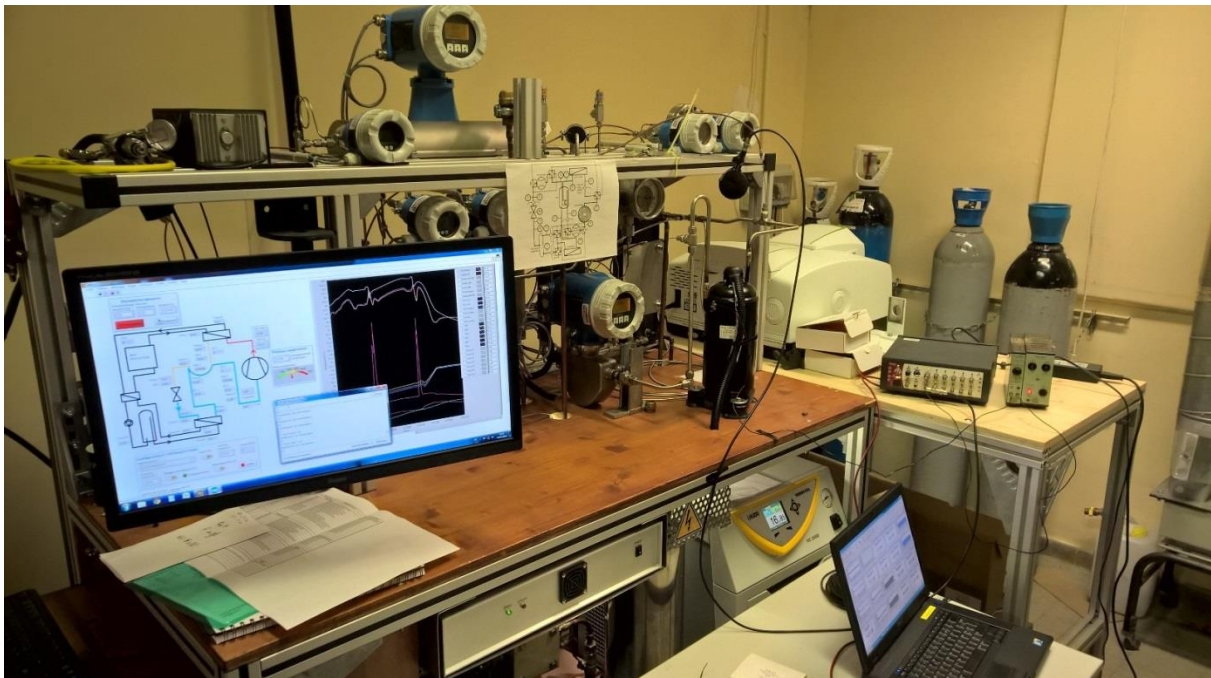


Figure 3-9 : Banc d'essai sur les mélanges de CO₂ avec d'autres fluides au CNAM

Le microphone reste placé à 20 cm de la cloche, sur l'axe du compresseur. À l'opposé des compresseurs au R134a, l'accéléromètre est seulement fixé au niveau du tube d'aspiration (**Figure 3-10**). Il n'a pas pu être placé près du tube de refoulement à cause de la température élevée.

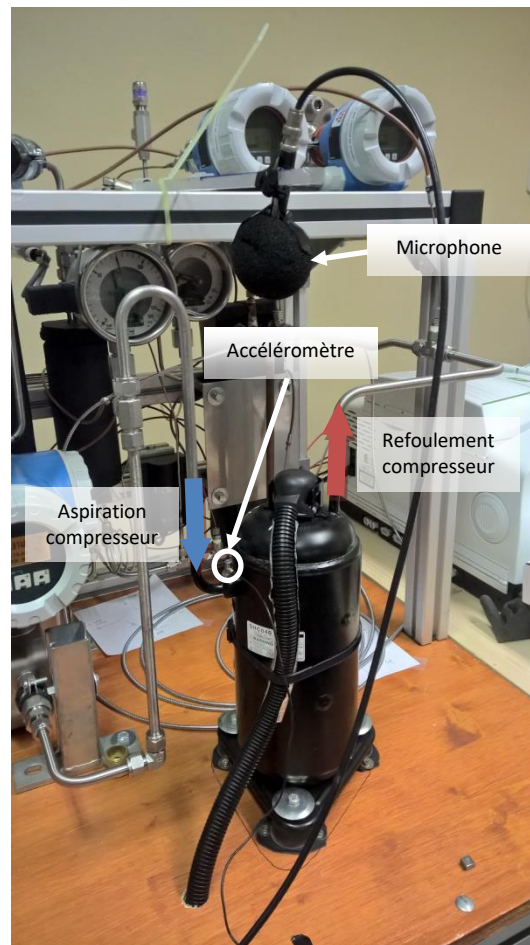


Figure 3-10 : Compresseur au CO₂ Sanden – Position des capteurs

Les mesures acoustiques et vibratoires sur le compresseur au CO₂ ont été réalisées pour trois puissances (maximale, intermédiaire et minimale), qui sont données par la fréquence de rotation du scroll, connue par l'analyse des raies du spectre.

Les fréquences de rotation du scroll sont de 33,3 (~2000 tr/min), 62,5 (~3750 tr/min) et 90,5 Hz (~5430 tr/min).

3.1.4.1. MESURES ACOUSTIQUES

Les spectres sonores aux trois puissances frigorifiques sur 0-10000 Hz sont comparés sur la **Figure 3-11**.

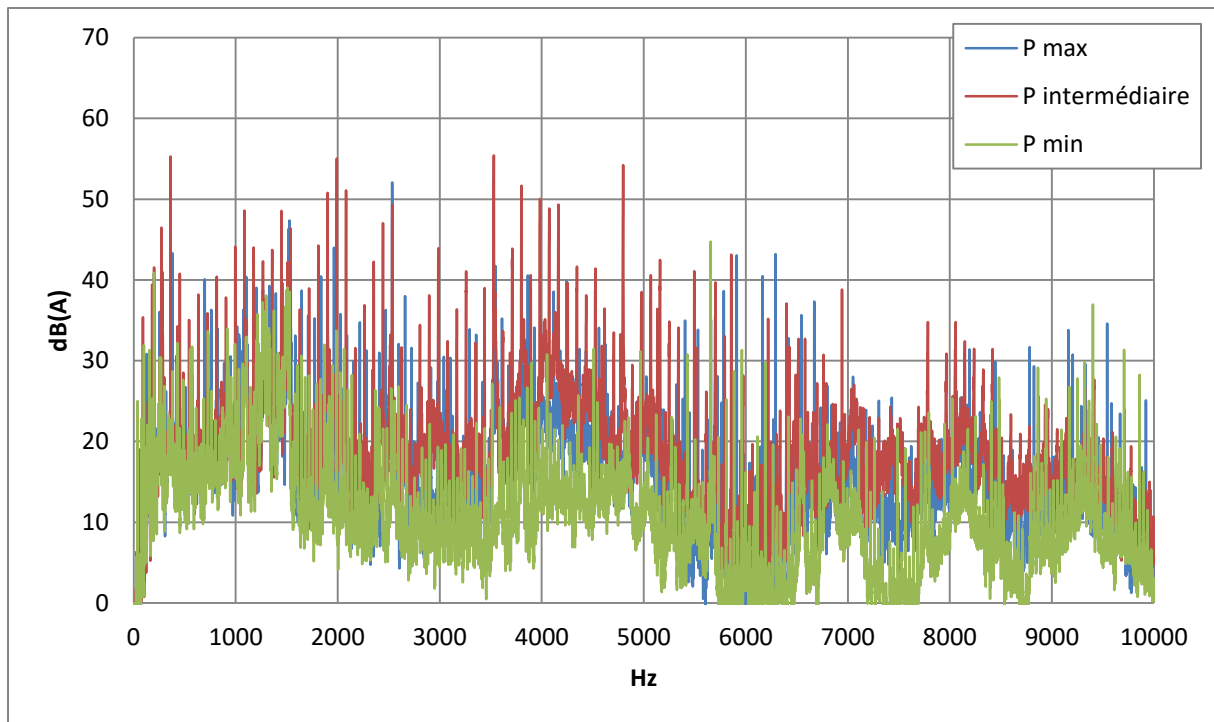


Figure 3-11 : Comparaison des spectres de bruit du compresseur au CO₂

Le niveau sonore décroît avec la puissance frigorifique. En effet, le niveau de pression acoustique passe de 68,1 dB(A) à puissance maximale, à 57,7 dB(A) à puissance minimale, soit une différence de 9,4 dB(A).

Le spectre contient de nombreuses raies régulièrement espacées à la vitesse de rotation du scroll sur toute la gamme de fréquence étudiée.

3.1.4.2. MESURES DE VIBRATIONS

Les mesures ont été faites selon les deux axes du compresseur (axial et radial), **Figure 3-12** et **Figure 3-13**. Puisque le corps du compresseur est rigide, on supposera que le niveau de vibration est sensiblement identique en tout point du compresseur.

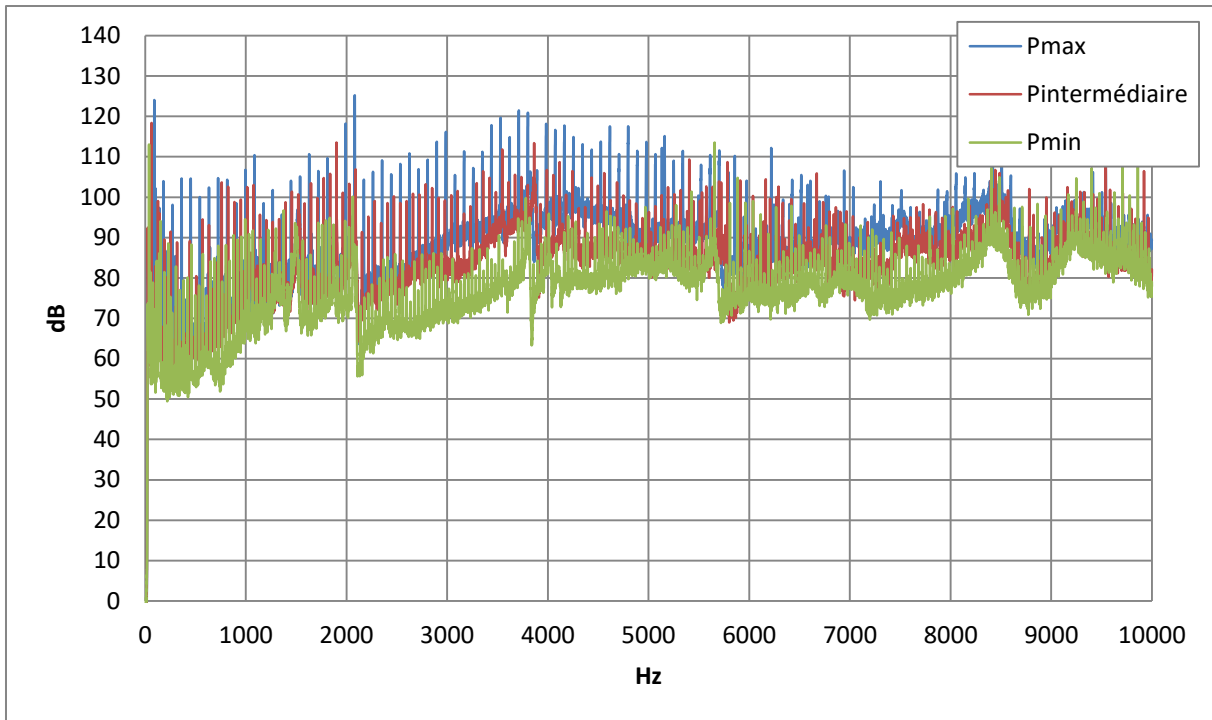


Figure 3-12 : Spectre de vibrations du compresseur au CO₂ – à puissance min, intermédiaire et max –
axe vertical (axe du corps du compresseur)

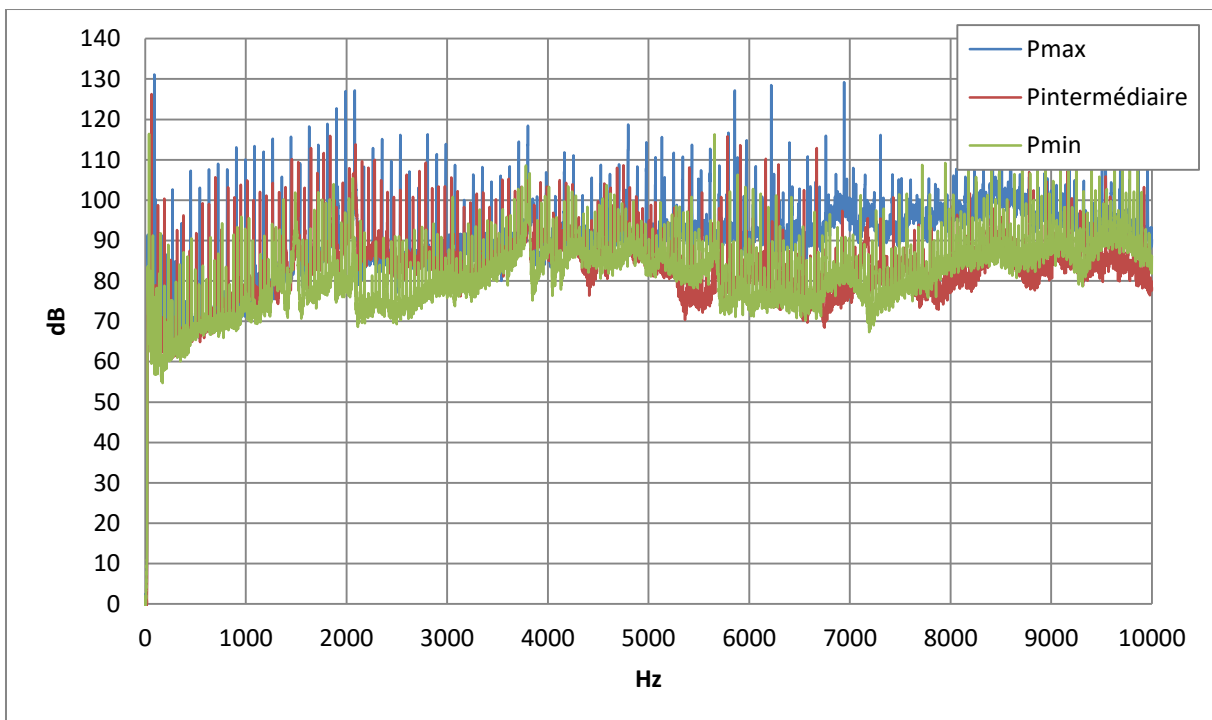


Figure 3-13 : Spectre de vibrations sur le compresseur au CO₂ – à puissance min, intermédiaire et max
– axe radial

Sur la **Figure 3-13**, on retrouve des raies à la fréquence de rotation du scroll pour chacun des régimes de fonctionnement.

La variation du niveau de vibration est identique à celle du niveau sonore. Il diminue à faible puissance frigorifique : la différence est supérieure à 10 dB entre la puissance maximale et minimale. Pour les trois puissances testées, le niveau de vibration des mouvements verticaux (selon l'axe du compresseur) reste inférieur à celui des mouvements radiaux.

3.1.4.3. CONCLUSION SUR LE COMPRESSEUR AU CO₂

Le niveau de pression acoustique global du compresseur au CO₂ diminue avec la fréquence de rotation du scroll et donc avec la puissance frigorifique. Il varie entre 57,7 et 68,1 dB(A) sur toute sa plage de puissance. Le spectre est riche en raies avec parfois de grandes émergences jusqu'à 7000 Hz pour les puissances les plus grandes.

Le niveau de vibration global baisse aussi pour une puissance frigorifique décroissante, balayant des valeurs allant de 139,5 à 123,6 dB. Un peigne de raies marquées est également apparent sur le spectre de vibration.

3.1.5. CONCLUSION SUR LES COMPRESSEURS AU R134A ET AU CO₂

Le compresseur au CO₂ émet un bruit dont le contenu spectral est plus réparti sur 0-10000Hz, alors que la pression acoustique des compresseurs au R134a est plus concentrée dans les basses fréquences (principalement < 5000Hz). Le bruit du compresseur a donc une acuité plus élevée. De ce fait, le bruit sera plus facile à isoler que celui des compresseurs au R134a.

Dans sa plage de fonctionnement, le compresseur au CO₂ a un niveau sonore moins élevé que celui des compresseurs au R134a. On notera que la puissance minimale fournie par le compresseur au CO₂ (~3,2 kW) est plus grande que celle délivrée par les compresseurs au R134a (< 2 kW). Malgré cela, le compresseur au CO₂ est moins bruyant que les compresseurs au R134a. Pour les puissances les plus proches, la différence de niveau sonore est de 11,7 dB au minimum selon le modèle au R134a considéré. Quant au niveau de vibration, il est similaire entre les modèles testés.

On peut penser qu'à puissance égale le compresseur CO₂ serait bien plus silencieux.

Le niveau sonore global serait réduit de 1 dB avec l'utilisation du compresseur au CO₂, le ventilateur devenant l'unique source sonore majeure.

3.2. ISOLATION ACOUSTIQUE PAR ENCOFFREMENT GLOBAL

3.2.1. DEFINITION DES CONDITIONS DE MESURE

Différentes configurations d'encoffrement par un habillage ont été évaluées en mesurant leur perte par insertion. Ont été testés plusieurs paramètres de l'encoffrement : l'épaisseur de l'habillage, le nombre de couches de l'habillage, l'emploi d'amortissant et d'absorbant sur les parois.

Pour masquer le bruit au niveau des bouches de ventilation, qui se superpose au bruit produit par l'appareil, diverses dispositions de mesures ont été testées, telles que l'ajout d'un conduit long dans le faux plafond de la salle de mesure, mais elles se sont révélées insuffisantes pour l'éliminer. Nous avons choisi d'enregistrer le signal du bruit produit par l'ensemble, c'est-à-dire celui de l'appareil et du bruit de bouche, puis de le reproduire à l'aide d'une enceinte acoustique dans l'encoffrement pour déterminer l'effet de l'isolement seul apporté par les habillages, sans être gêné par le bruit de bouche.

Le signal de l'appareil a été enregistré dans la salle d'expérimentation dédiée, à 1,60 m du sol et à 1 m du mur, en face de l'appareil.

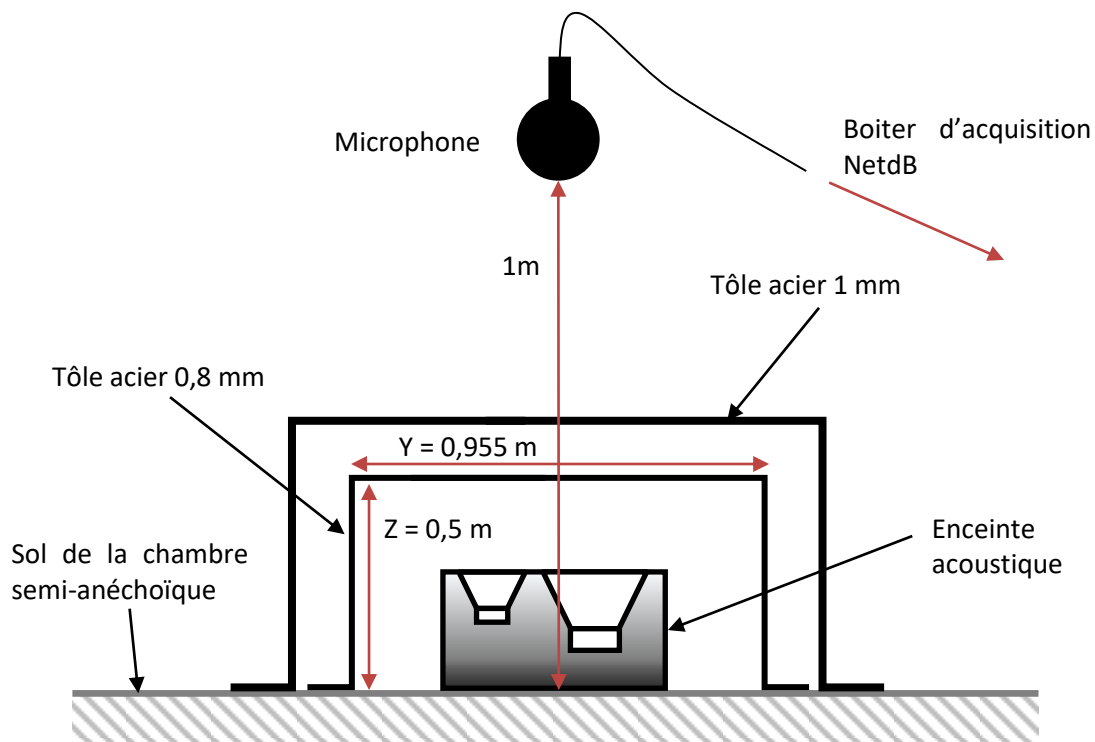


Figure 3-14 : Mesure d'isolement de différents habillages

Ce signal est reproduit dans la salle semi-anéchoïque du **LMVA des Arts et Métiers ParisTech** à l'aide d'une enceinte acoustique (Yamaha, modèle HS 50M) placée sur le sol, les haut-parleurs orientés vers le plafond (**Figure 3-14**). Elle simule la chaudière hybride en fonctionnement, et le sol représente le mur sur lequel l'appareil est installé. Le microphone est placé à 1 m du sol. Pour nous assurer de la précision de la méthode, nous avons comparé le signal mesuré et le signal reproduit par l'enceinte (**Figure 3-15**). Le signal reproduit présente des différences mineures dans le spectre mesuré.

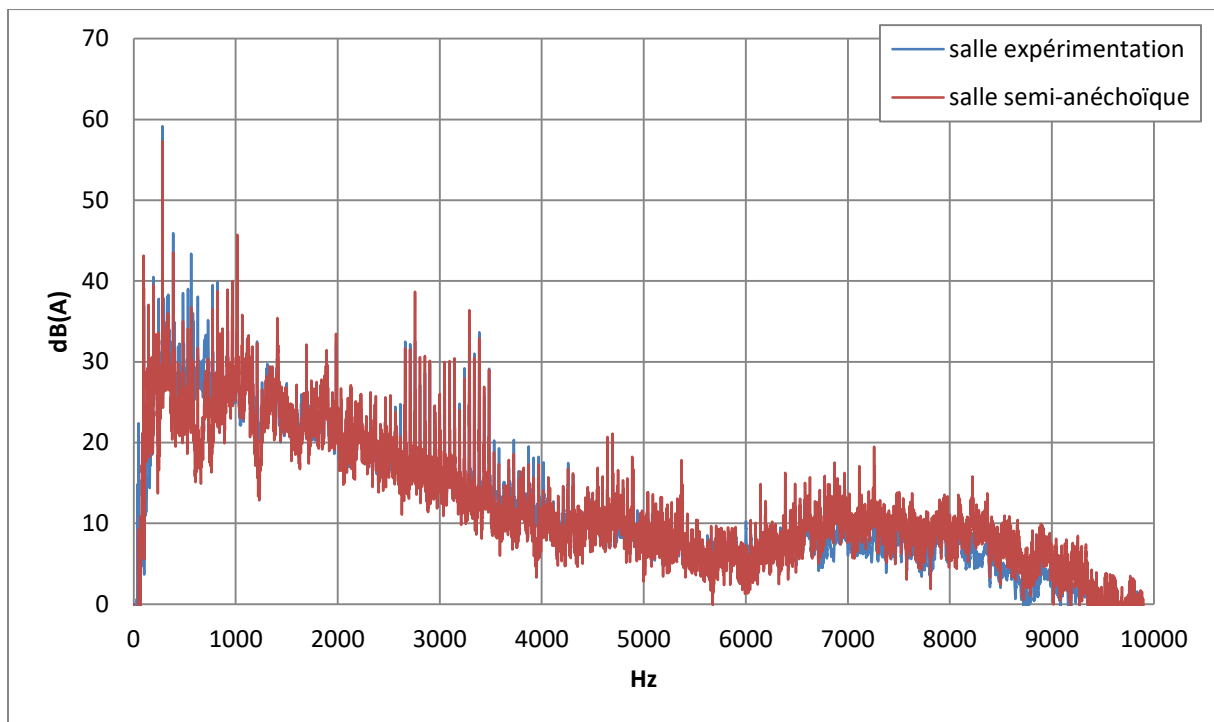


Figure 3-15 : Spectre mesuré dans la salle d'expérimentation et dans la chambre semi-anéchoïque – BP 0-10000 Hz

L'encoffrement est défini par un parallélépipède avec cinq faces fermées et une ouverte. La perte par transmission est évaluée pour différents paramètres.

Parmi ceux étudiés, on a testé différentes épaisseurs de tôle. L'habillage présent sur la chaudière hybride est réalisé dans une tôle de 0,8 mm. On a conservé cette valeur. Le deuxième choix a été déterminé après un calcul préliminaire de l'isolement nécessaire afin d'atteindre le niveau sonore ciblé. On a conclu que 1 mm d'épaisseur de tôle est un bon compromis entre l'efficacité en isolement et le poids.

Puisque la surface de l'habillage est grande et que l'appareil produit de fortes vibrations, un amortissant de type complexe bitumineux est appliqué sur toute la surface de l'habillage. Il a une masse surfacique de 5 kg/m².

Habituellement, l'utilisation d'absorbant acoustique est couplé à un matériau isolant car l'enclassement induit, dans son enceinte, un niveau sonore plus élevé que si la source de bruit rayonne librement. Pour nos essais, une mousse en polyuréthane à cellules ouvertes de 50 mm d'épaisseur et de masse surfacique 1,4 kg/m² est employée. Elle recouvre toute la surface intérieure de l'habillage.

Plusieurs combinaisons de paramètres sont évaluées. On étudie d'abord l'effet du nombre de couches sur l'isolement acoustique, puis on s'intéresse à l'influence de l'amortissant et on finit avec l'utilisation de mousse absorbante. Le but de ces essais est de trouver la combinaison aboutissant à la meilleure isolation sonore de la chaudière hybride, tout en restant facile à installer et le moins cher possible.

3.2.2. EVALUATION EXPERIMENTALE DE L'ISOLATION PAR ENCOFFREMENT POUR DIFFERENTS PARAMETRES

3.2.2.1. MESURES SUR HABILLAGES AVEC UNE OU DEUX PAROIS, SANS AMORTISSANT, SANS ABSORBANT

Ce paragraphe porte sur l'étude expérimentale de la perte par transmission d'enclassements avec un taux d'ouverture faible et avec une couche simple ou double. Les deux configurations sont synthétisées dans le *Tableau 3-3*.

Tableau 3-3 : Plan des essais – Evaluation de la perte par transmission

	Nombre de couches	Epaisseur de la couche (mm)
Mesure 1	1	0,8
Mesure 2	2	0,8/1

Mesure 1

Les spectres sans et avec l'habillage d'épaisseur 0,8 mm sont comparés dans la plage de fréquence 0-10000 Hz est sur la *Figure 3-16*.

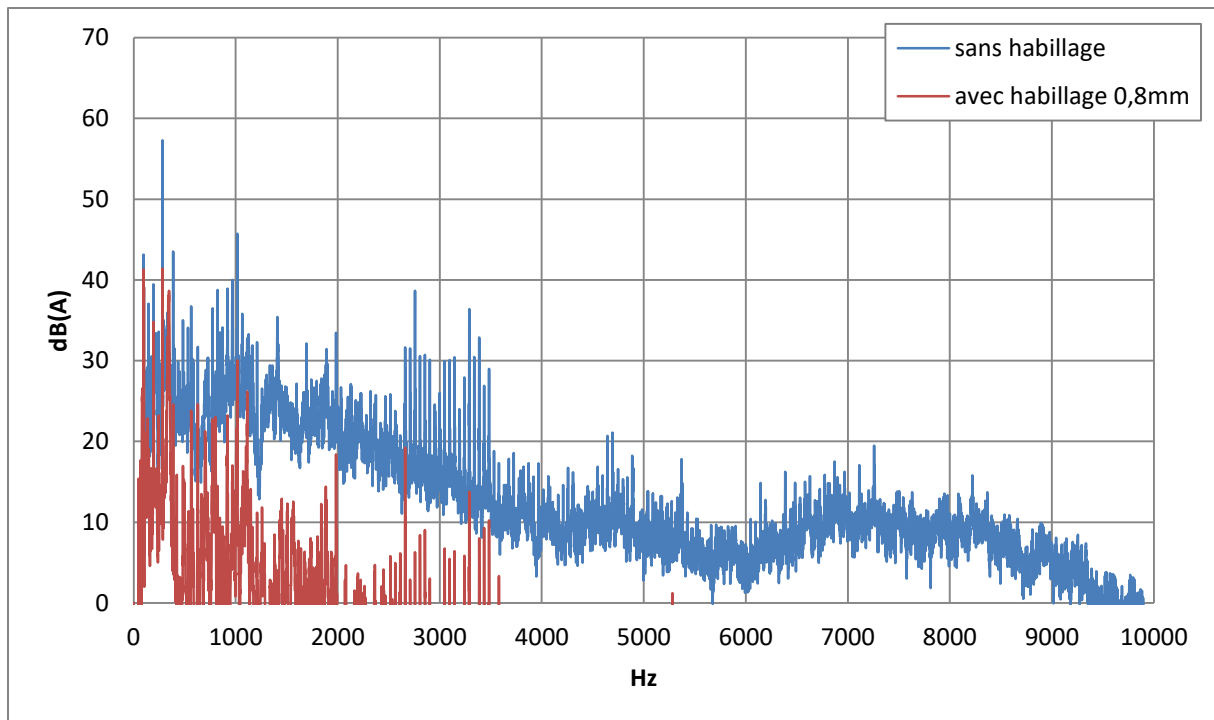


Figure 3-16 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm – BP 0-10000 Hz

La perte par insertion de l'habillage d'épaisseur 0,8 mm s'élève à 10,6 dB sur la plage de fréquence 0-10000 Hz. Elle est bien au-dessus de la valeur obtenue avec l'habillage existant de la chaudière hybride, inférieure à 1 dB (cf. §2.2.2.1). Cela montre bien l'importance de réduire au maximum les ouvertures, afin de ne pas fortement dégrader l'isolement de l'encoffrement.

Selon les calculs [5], pour un habillage d'épaisseur 0,8 mm en acier avec un taux d'ouverture de 1%, l'indice affaiblissement est proche de 20 dB pour les bandes de tiers d'octaves supérieures à 630 Hz. Cette valeur est retrouvée expérimentalement pour le bruit à large bande du spectre (**Figure 3-16** et **Figure 3-17**). Elle est plus faible pour des raies marquées qui peuvent être dues à des phénomènes de rayonnement de la tôle ou à des modes propres du volume formé par l'intérieur de l'habillage.

Un agrandissement sur la plage de fréquence 0-1000 Hz est proposé sur la **Figure 3-17**.

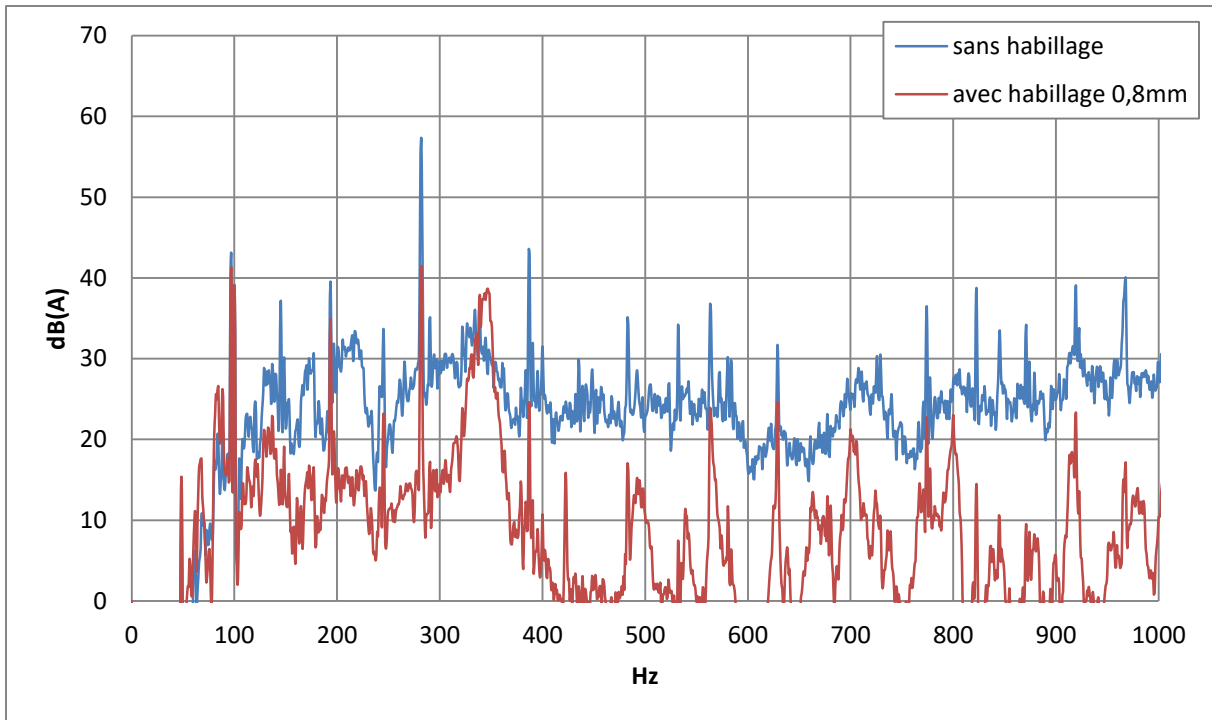


Figure 3-17 : Spectre sans et avec un habillage ép. 0,8 mm – BP 0-1000 Hz

Pour la fréquence de passage des pales qui se trouve aux alentours de 290 Hz, l'indice d'affaiblissement théorique est d'environ 15 dB, ce qui est effectivement trouvé dans le spectre (**Figure 3-17**).

L'affaiblissement n'est pas continu de 20 dB à cause des résonances dans la cavité formée par l'habillage d'épaisseur 0,8 mm. Pour rappel, les fréquences de résonances sont données par la formule suivante :

$$f_{l,m,n} = \frac{a}{2} \sqrt{\left(\frac{l}{X}\right)^2 + \left(\frac{m}{Y}\right)^2 + \left(\frac{n}{Z}\right)^2}$$

où a est la célérité du son et $X = 0,625$ m, $Y = 0,955$ m et $Z = 0,5$ m.

Il ressort que $f_{0,0,1} = 340$ Hz.

Mesure 2

La **Figure 3-18** et la **Figure 3-19** concernent un habillage double d'épaisseur respective 0,8 et 1 mm. Les deux épaisseurs sont différentes pour éviter une forte diminution de la perte par insertion due à la fréquence critique.

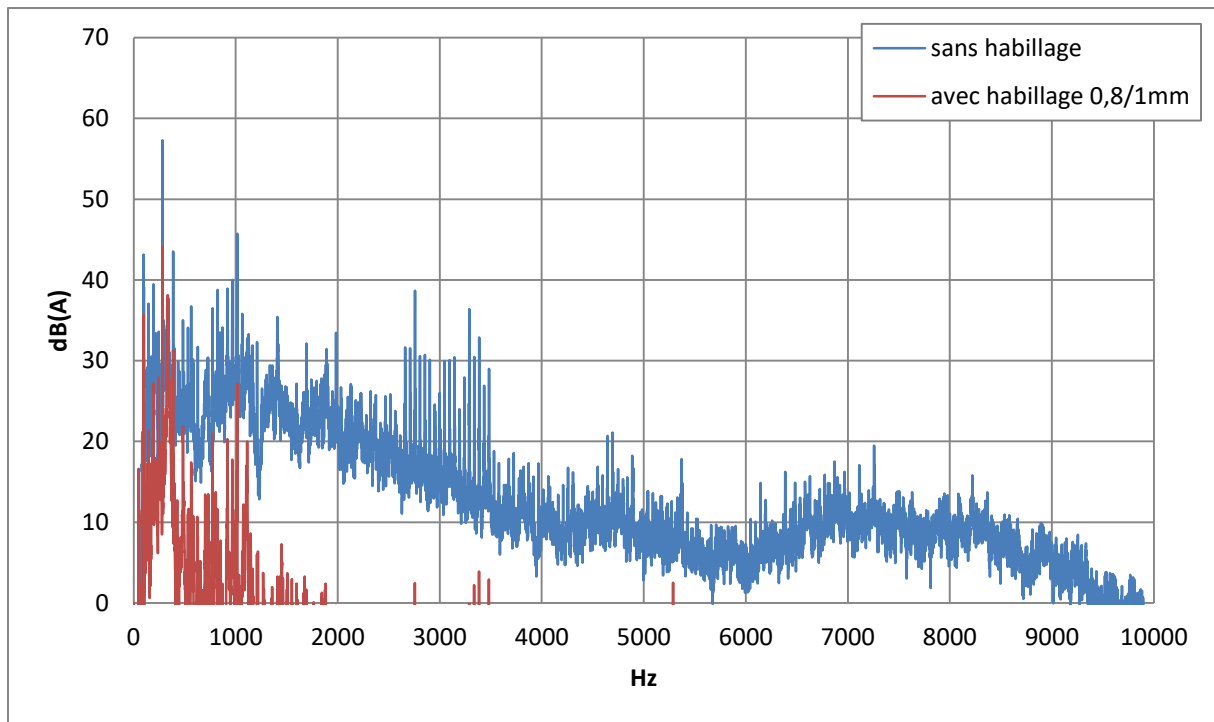


Figure 3-18 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-10000 Hz

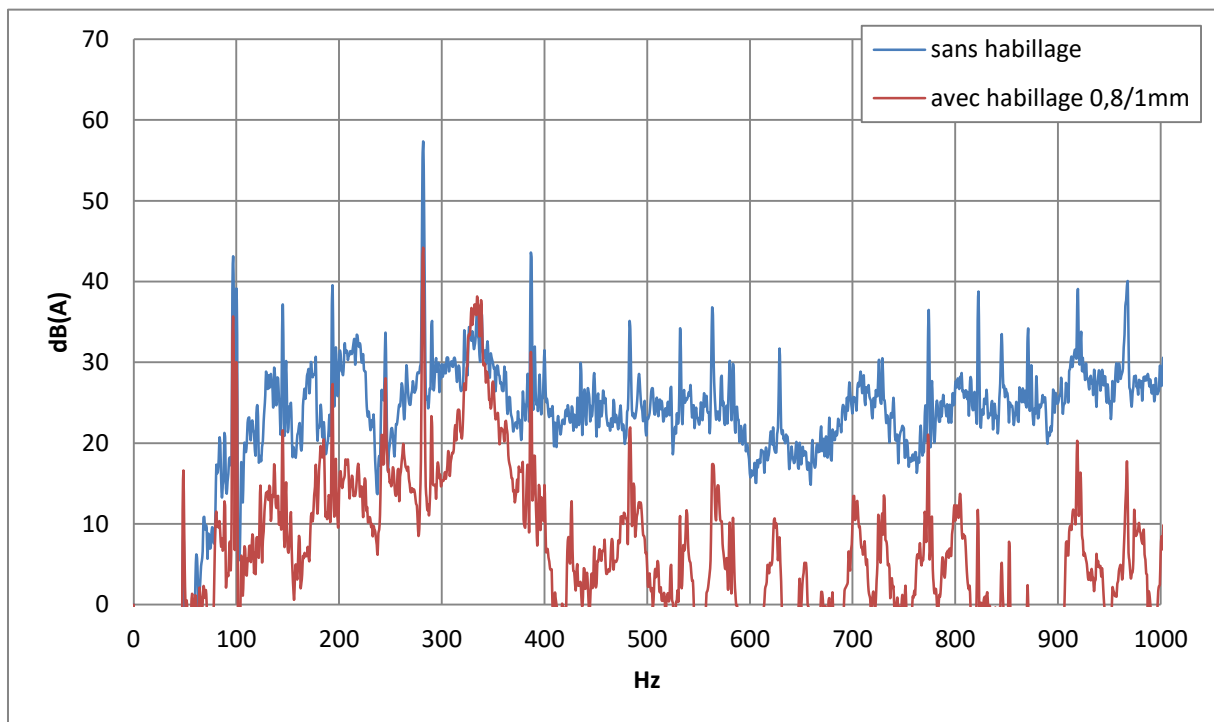


Figure 3-19 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-1000 Hz

Le niveau sonore a diminué de 11,6 dB sur 0-10000 Hz. L'indice d'affaiblissement calculé selon [5] ne s'applique qu'à deux parois de même épaisseur. Pour évaluer l'effet d'un habillage double d'épaisseurs respectives 0,8 et 1 mm, on prendra la moyenne des épaisseurs de tôle, soit 0,9 mm.

L'indice d'affaiblissement estimé est supérieur à 30 dB pour les fréquences au-dessus de 400 Hz et tend vers 32 dB. Il est d'environ 29 dB autour de la fréquence de passage des pales. Les valeurs expérimentales sont plus faibles pour des fréquences inférieures à 2000 Hz environ. Cela peut s'expliquer par un couplage masse/air/masse dont la fréquence de résonance est aux alentours de la fréquence de passage des pales. En effet, d'après les calculs [6], la fréquence de couplage par l'air entre les deux parois est estimée autour de 229 Hz.

Au-dessus de 3500 Hz, on se trouve dans le bruit de fond de la salle.

La **Figure 3-20** et la **Figure 3-21** regroupent l'ensemble des résultats sur la perte par transmission d'habillage simple ou double.

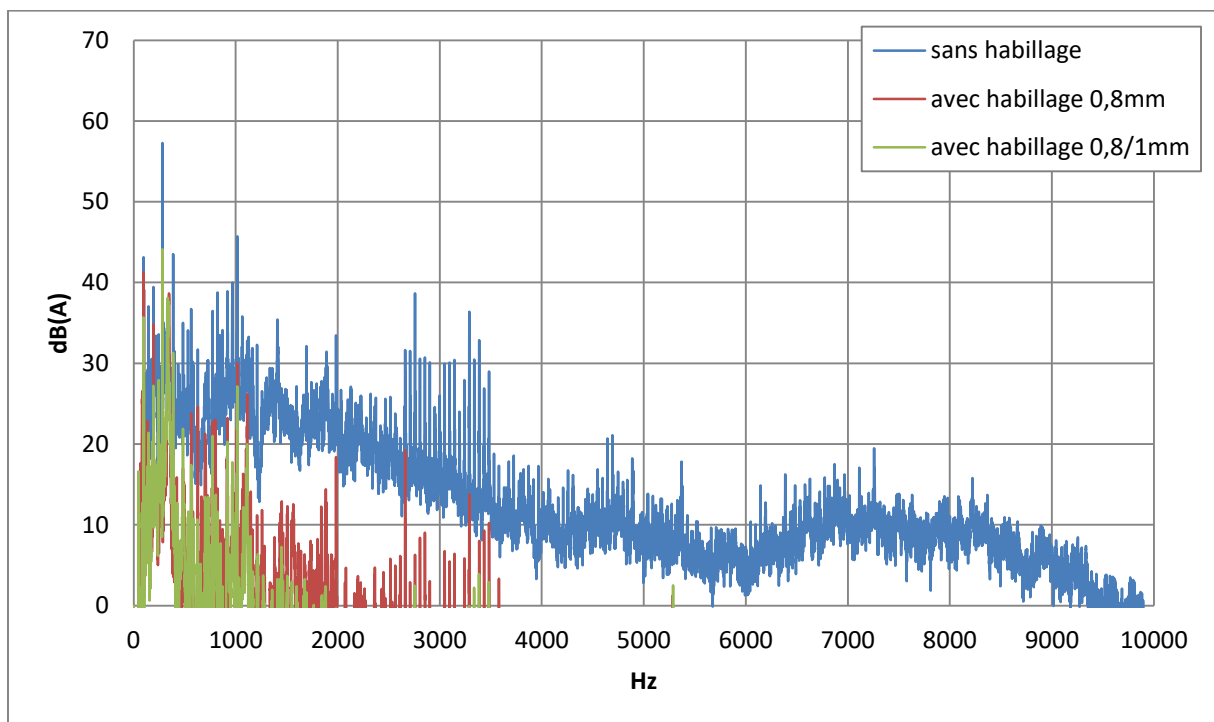


Figure 3-20 : Spectre sans, avec habillage simple ép. 0,8 mm et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-10000 Hz

On retrouve la résonance à 340 Hz (voir **Figure 3-21**). L'amplitude à la fréquence de passage des pales n'a pas diminué avec l'ajout d'un habillage d'épaisseur 1 mm découplé du premier. Cependant, le niveau sonore est réduit en dessous de 150 Hz. Cela est en accord avec les conclusions sur l'effet du couplage des deux habillages, expliquant que la performance de l'isolement est inférieure aux prévisions autour de la fréquence de respiration évaluée par calcul à 229 Hz.

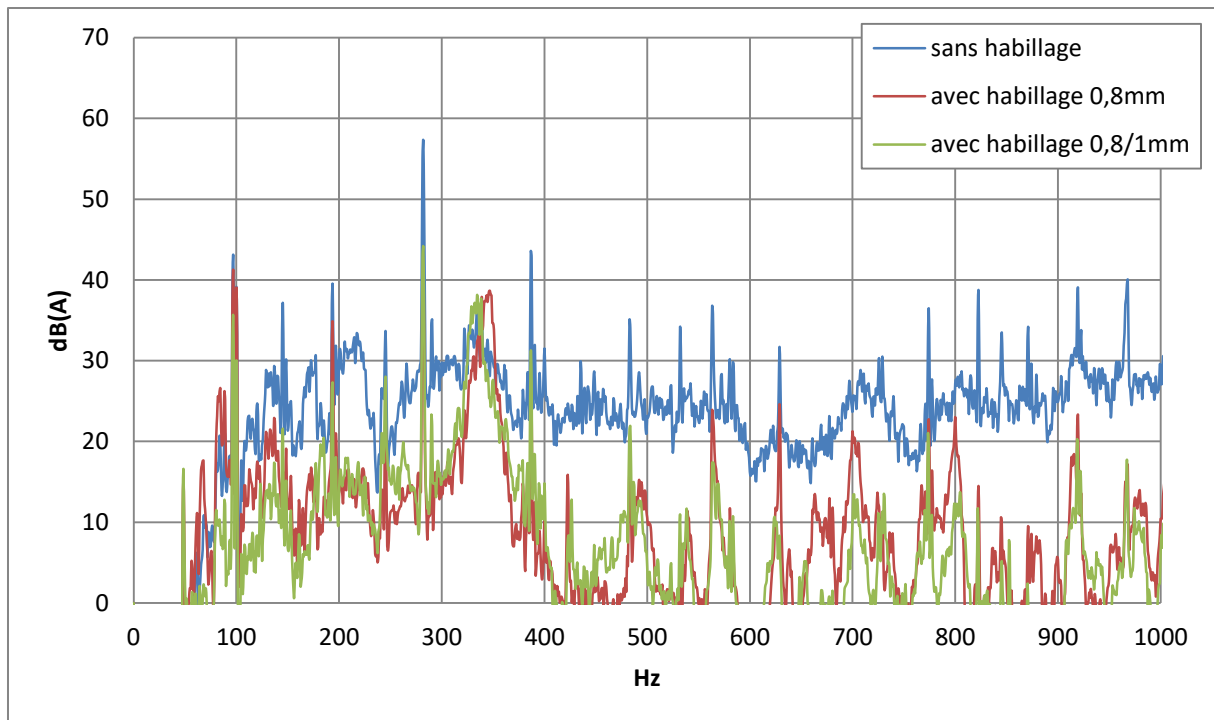


Figure 3-21 : Spectre sans, avec habillage simple ép. 0,8 mm et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-1000 Hz

Le gain est faible (1 dB) entre l'utilisation d'un habillage simple ou double. En effet, la puissance en haute fréquence a été presque entièrement isolée avec le premier habillage. En basse fréquence, le deuxième habillage n'est pas suffisamment lourd pour apporter un gain important.

Par ailleurs le gain serait meilleur, notamment en basse fréquence (**Figure 3-21**) si le phénomène de couplage entre les deux habillages autour de la fréquence de passage des pales pouvait être décalé ou atténué. Cela serait réalisé en plaçant de la mousse entre les deux parois.

3.2.2.2. MESURES SUR HABILLAGES AVEC UNE OU DEUX PAROIS, AVEC AMORTISSANT, SANS MOUSSE

Les habillages sont constitués de grandes surfaces de panneaux de tôle très résonnants. L'utilisation d'amortissant collé sur la tôle permet de réduire les résonances. On a testé l'effet de panneaux amortissant en complexe bitumineux sur toute la surface des deux habillages, séparément puis ensemble.

Pour évaluer le gain sur l'isolement strictement dû à l'ajout de l'amortissant, les spectres sont comparés sur les **Figure 3-22** et **Figure 3-23**. Celui mesuré avec un habillage de 0,8 mm d'épaisseur non recouvert d'amortissant est en bleu, celui relatif au même habillage avec un amortissant sur toute la surface est en rouge.

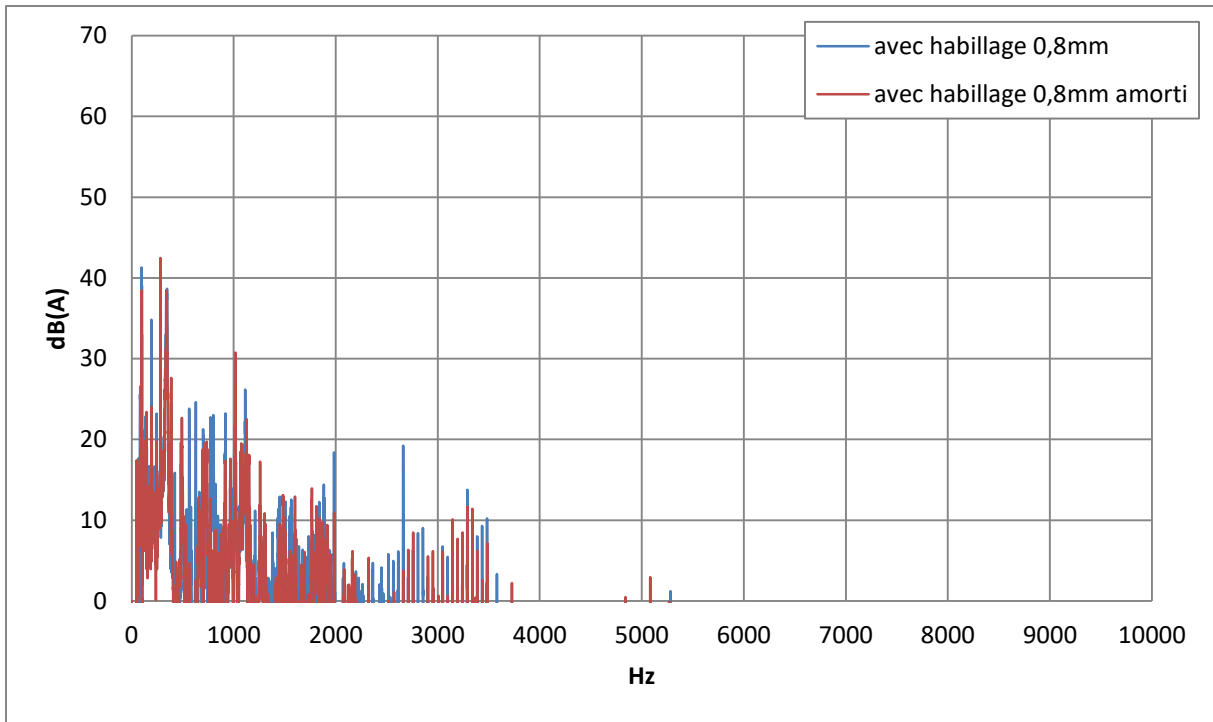


Figure 3-22 : Spectre avec habillage ép. 0,8 mm non-amorti, avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-10000 Hz

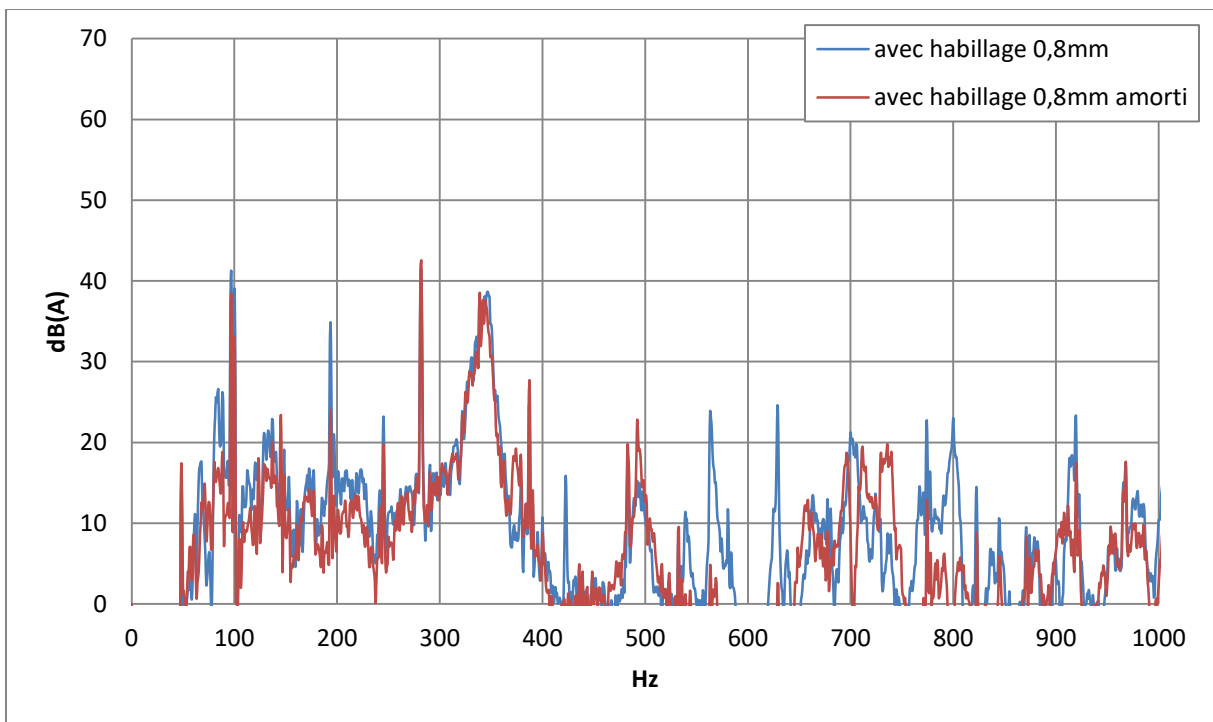


Figure 3-23 : Spectre avec habillage ép. 0,8 mm non-amorti, avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-1000 Hz

Le niveau sonore est réduit de 0,6 dB avec l'ajout d'un amortissant. Cette baisse est peu liée à la masse de l'amortissant mais plutôt à la réduction d'amplitude des raies (**Figure 3-23**).

La raie liée au phénomène de magnétostriction a diminué de 3 dB et celle correspondant au troisième harmonique du compresseur (194 Hz) a baissé de 10 dB. La résonance à 340 Hz reste marquée. Puisque son amplitude n'a pas diminué avec l'emploi d'amortissant, elle est sûrement due à une résonance de cavité (volume). Cette hypothèse pourra être confirmée grâce aux essais visant à réduire la réflexion des ondes acoustiques à l'intérieur de l'habillage en recouvrant les parois internes de mousse absorbante (cf. §3.2.2.3).

Les deux **Figure 3-24** et **Figure 3-25** sont relatives à des mesures avec un habillage d'épaisseur 0,8 mm recouvert d'un complexe bitumeux, l'une est tracée sur la plage de fréquence 0-10000 Hz et l'autre sur 0-1000 Hz. Sur toutes les figures de ce paragraphe, le spectre de référence est tracé pour comparaison.

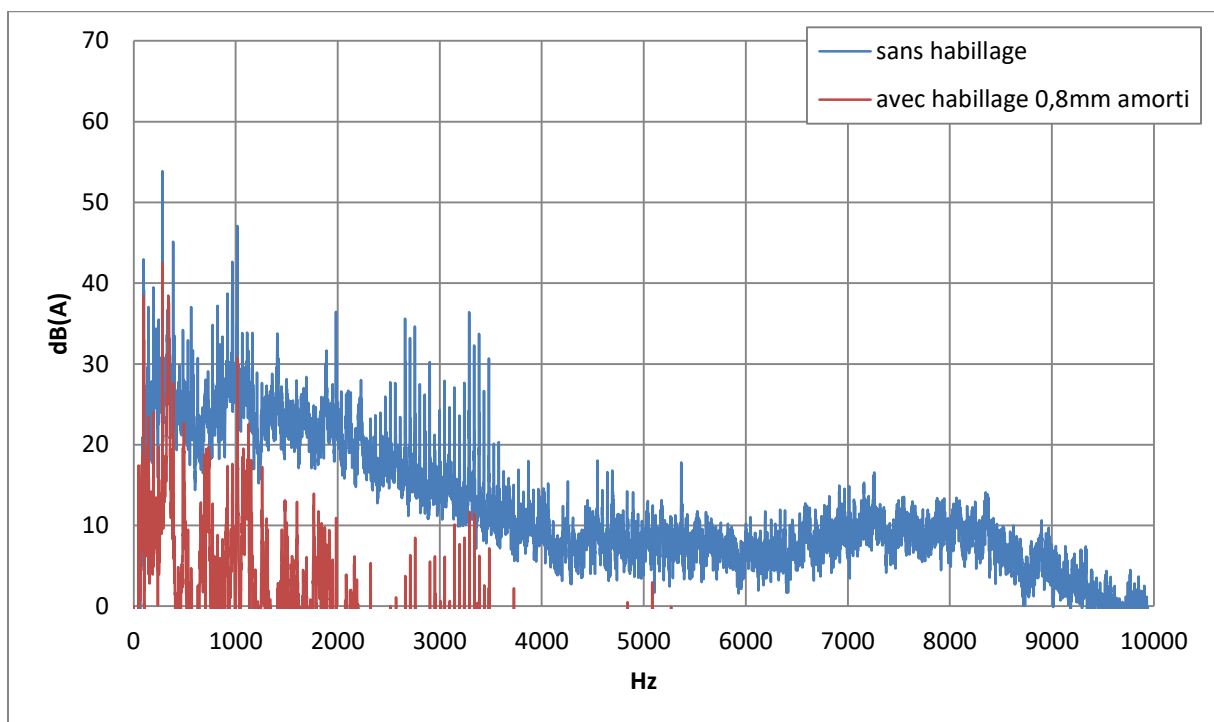


Figure 3-24 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-10000 Hz

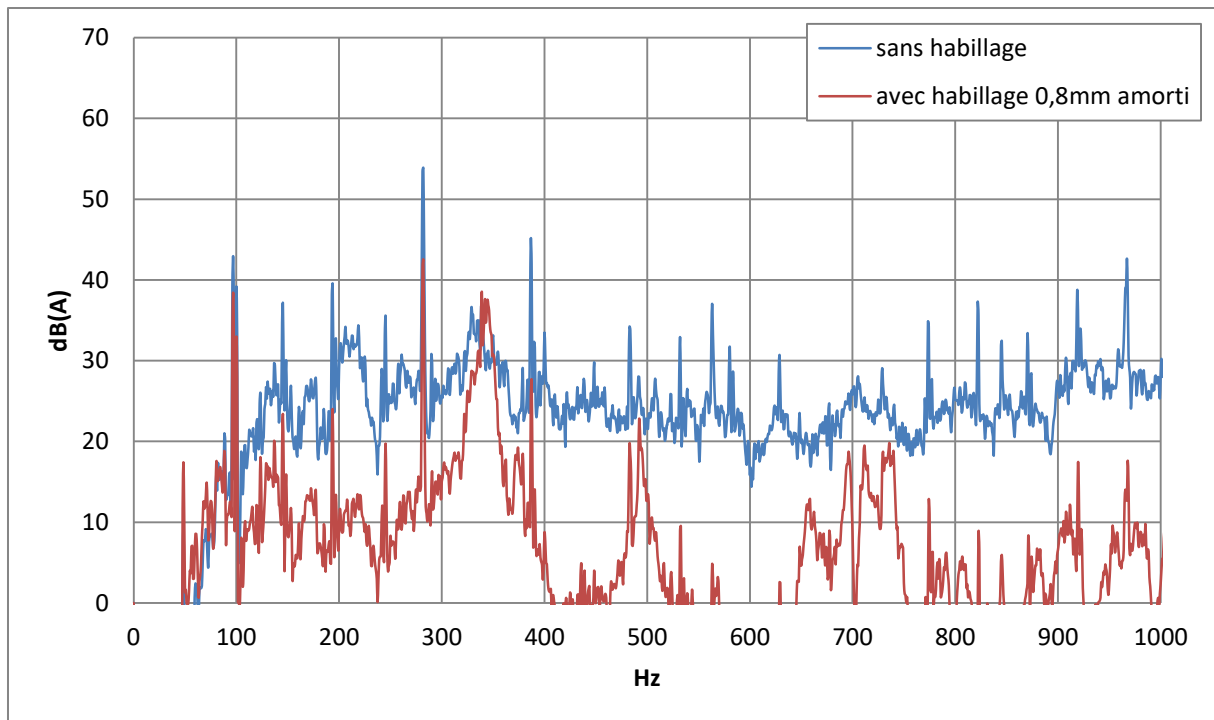


Figure 3-25 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-1000 Hz

Le niveau sonore global est réduit de 11,2 dB. La différence de niveau est, en moyenne, supérieure à 20 dB à partir de 500 Hz. L'ajout d'amortissant augmente la réduction de la pression acoustique dans les basses fréquences.

Le niveau sonore global est principalement déterminé par les raies à 100 Hz et 281 Hz, correspondant respectivement à la magnétostriction et à la fréquence de passage des pales, et à la résonance autour de 350 Hz.

Le spectre sonore avec un habillage en acier d'épaisseur 1 mm et amorti est tracé sur les plages de fréquences 0-10000 Hz et 0-1000 Hz sur les **Figure 3-26** et **Figure 3-27**.

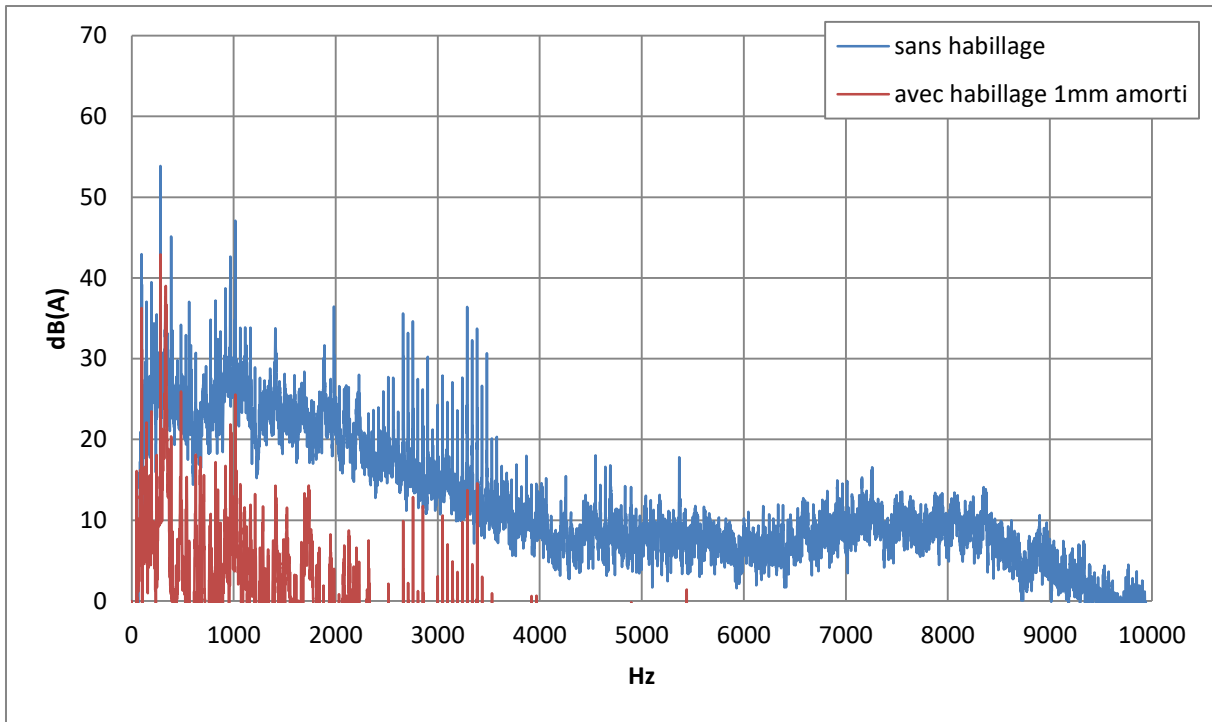


Figure 3-26 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti – BP 0-10000 Hz

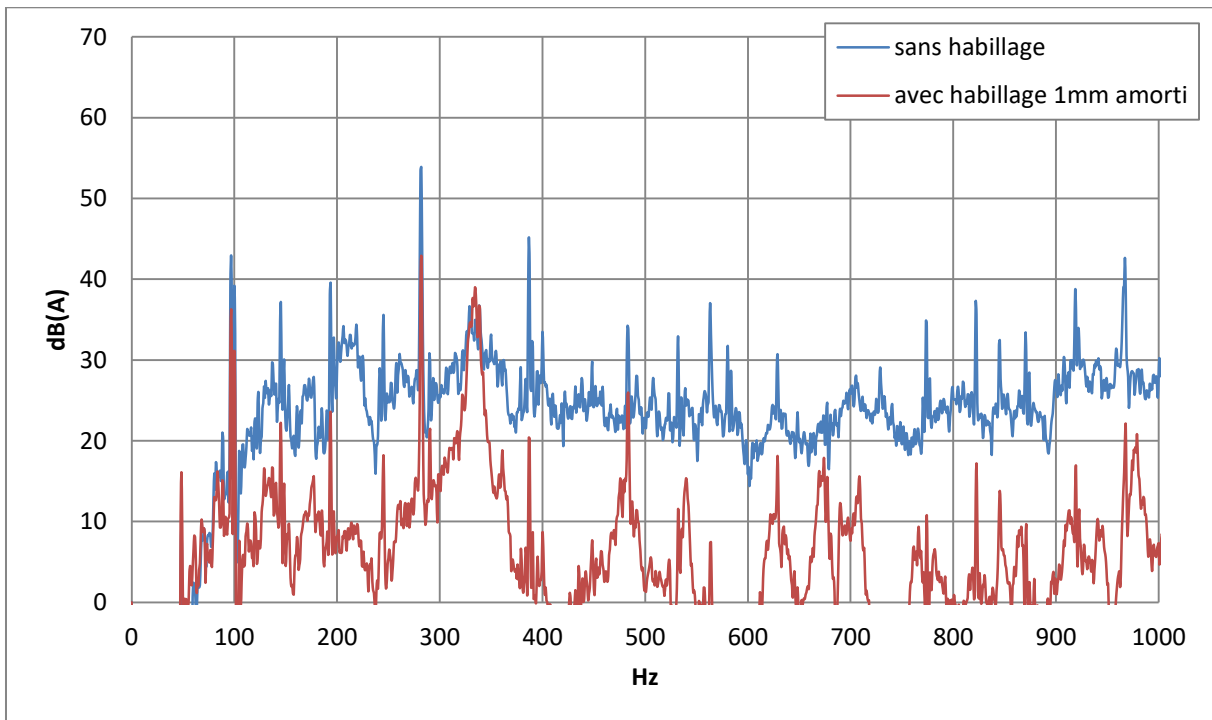


Figure 3-27 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti – BP 0-1000 Hz

Le niveau sonore est réduit de 11 dB avec cet habillage par rapport à une configuration sans encoffrement (**Figure 3-26**), soit 0,2 dB de moins que pour l’habillage de 0,8 mm d’épaisseur. La raie

correspondant au premier harmonique de la fréquence des pulsations de pression du fluide frigorigère à 96,3 Hz a baissé d'environ 7 dB et celle à 281 Hz de 11 dB (**Figure 3-27**).

On s'intéresse maintenant à l'effet des deux habillages amortis utilisés ensemble sur l'isolement du bruit de la chaudière. Les spectres des mesures sont donnés sur la **Figure 3-28** et sur la **Figure 3-29**.

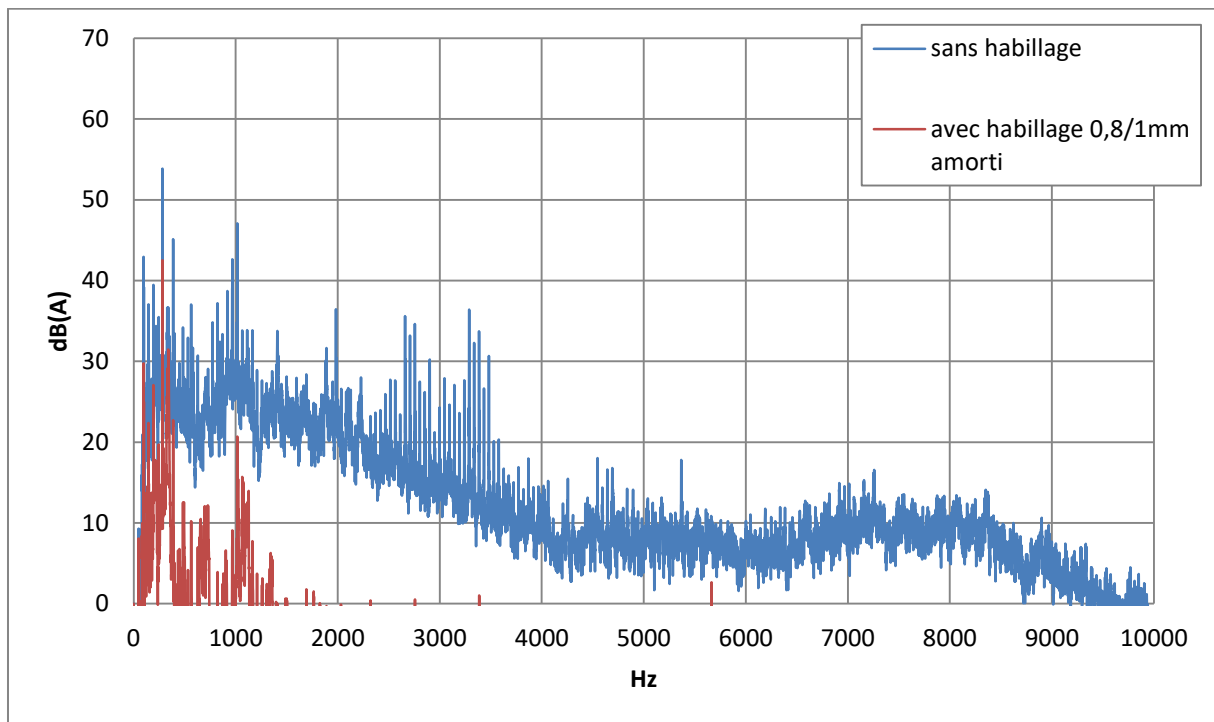


Figure 3-28 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-10000 Hz

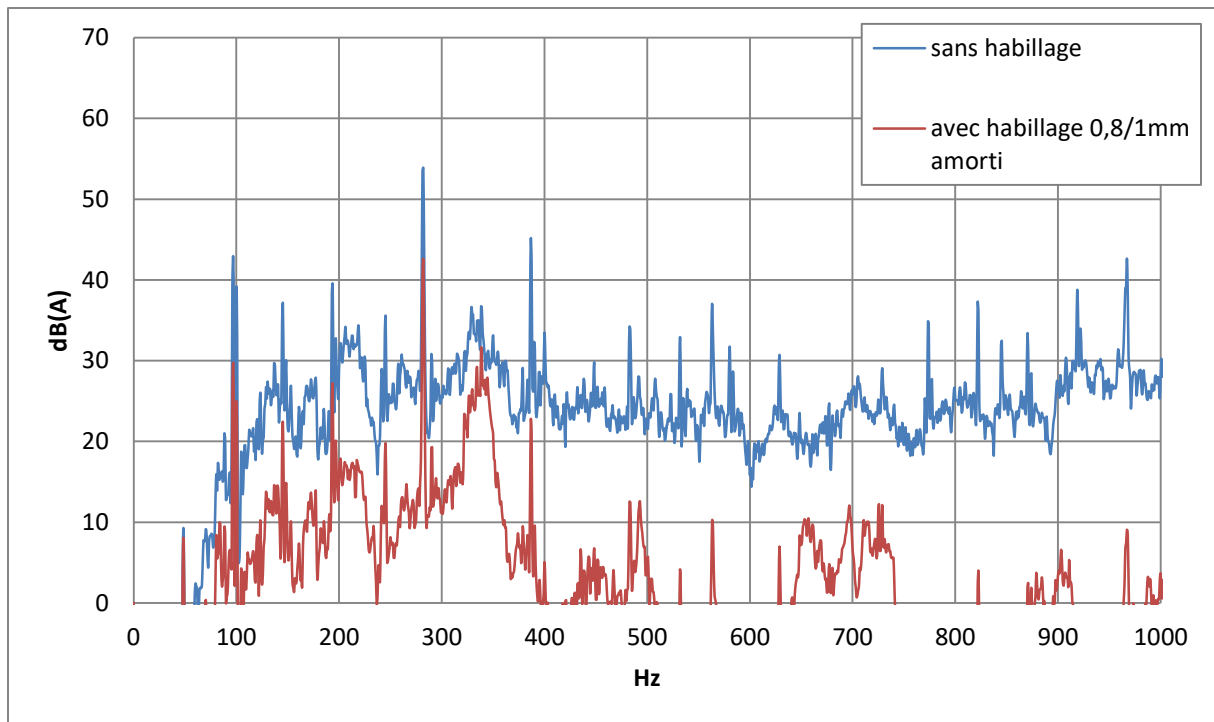


Figure 3-29 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-1000 Hz

Avec les deux habillages, le niveau sonore a été réduit au total de 14,2 dB.

L'amplitude des raies les plus intenses n'a pas beaucoup changé par rapport à un simple habillage amorti. Le niveau sonore est similaire sur l'intervalle de fréquence 0-1000 Hz. Cela explique le faible gain sur l'isolement sonore des deux habillages.

On notera que la résonance est toujours présente autour de 340 Hz.

La **Figure 3-30** rassemble les spectres de toutes les configurations d'habillages amortis testés, sur la plage de fréquence 0-10000 Hz. Le spectre en bleu sert de référence. La courbe en rouge est relative à un habillage simple amorti de 0,8 mm d'épaisseur, en vert pour l'habillage simple amorti d'épaisseur 1 mm et en violet pour l'habillage double amorti d'épaisseurs 0,8 et 1 mm.

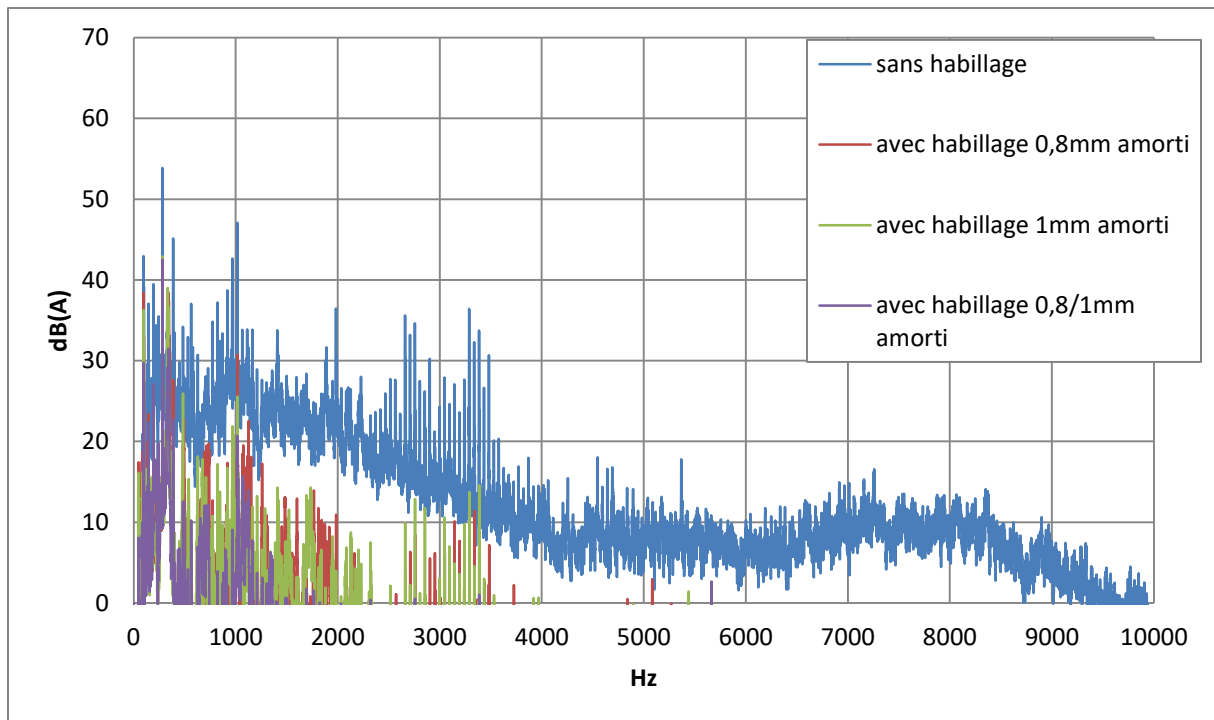


Figure 3-30 : Spectre sans, avec habillage ép. 0,8 mm amorti, et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-10000 Hz

Les spectres et les niveaux sonores des courbes en vert et violet sont proches. L'isolement apporté par les deux solutions, c'est-à-dire l'habillage simple amorti de 1 mm d'épaisseur et l'habillage double, sont les plus efficaces. De ce fait, la solution industrielle retenue sera l'habillage amorti à une unique enveloppe, le plus simple à réaliser et à installer, et le moins coûteux.

3.2.2.3. MESURE SUR HABILLAGE AVEC UNE PAROI, AVEC AMORTISSANT, AVEC MOUSSE DANS LA CAVITE

L'utilisation de mousse absorbante est un moyen simple et efficace pour réduire la réverbération des ondes acoustiques à l'intérieur des habillages et donc limiter le niveau des sources virtuelles. Elle permet aussi de réduire l'amplitude des modes de cavité.

Afin d'évaluer quantitativement l'effet d'absorbant sur le niveau global, une mesure est faite sur l'habillage ayant donné des résultats satisfaisants sur l'isolement sonore de l'appareil, c'est-à-dire l'enveloppe en tôle simple amortie d'épaisseur 1 mm, qu'on recouvre à l'intérieur de mousse de polyuréthane absorbante à cellules ouvertes d'épaisseur 50 mm. Ce spectre est comparé à celui sans habillage, sur les plages de fréquence 0-100000 Hz et 0-1000 Hz, respectivement sur la **Figure 3-31** et sur la **Figure 3-32**.

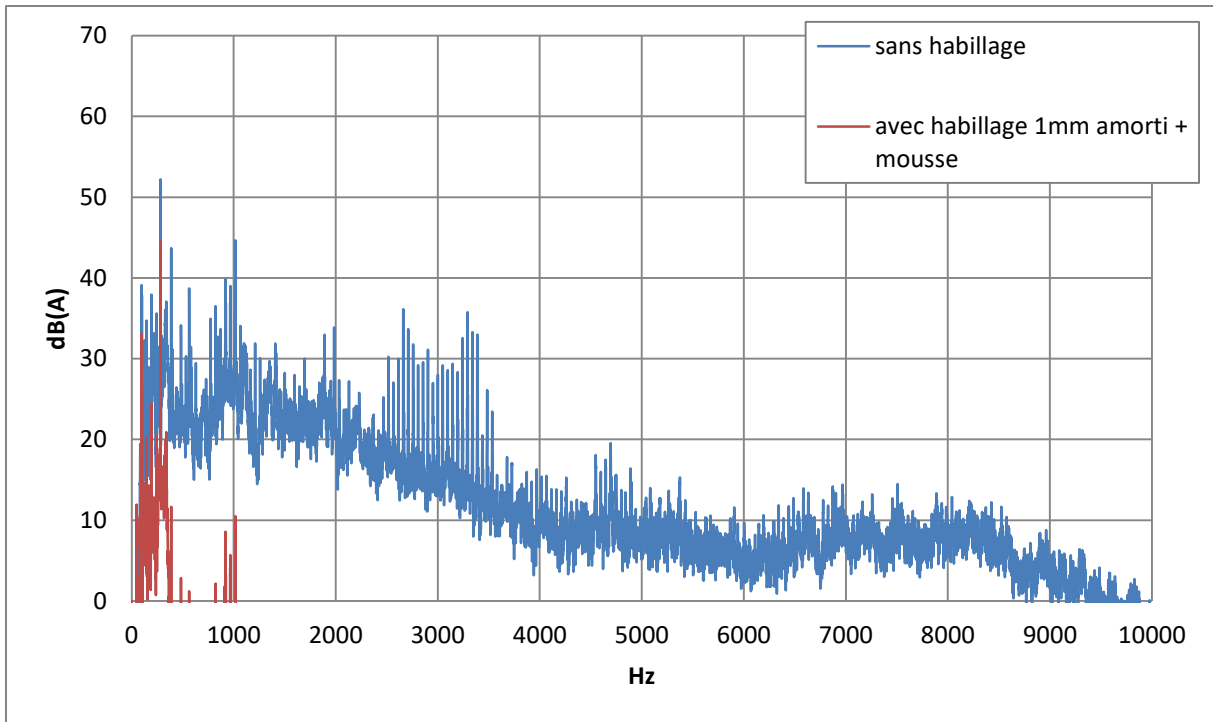


Figure 3-31 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti recouvert de mousse 50 mm – BP 0-10000 Hz

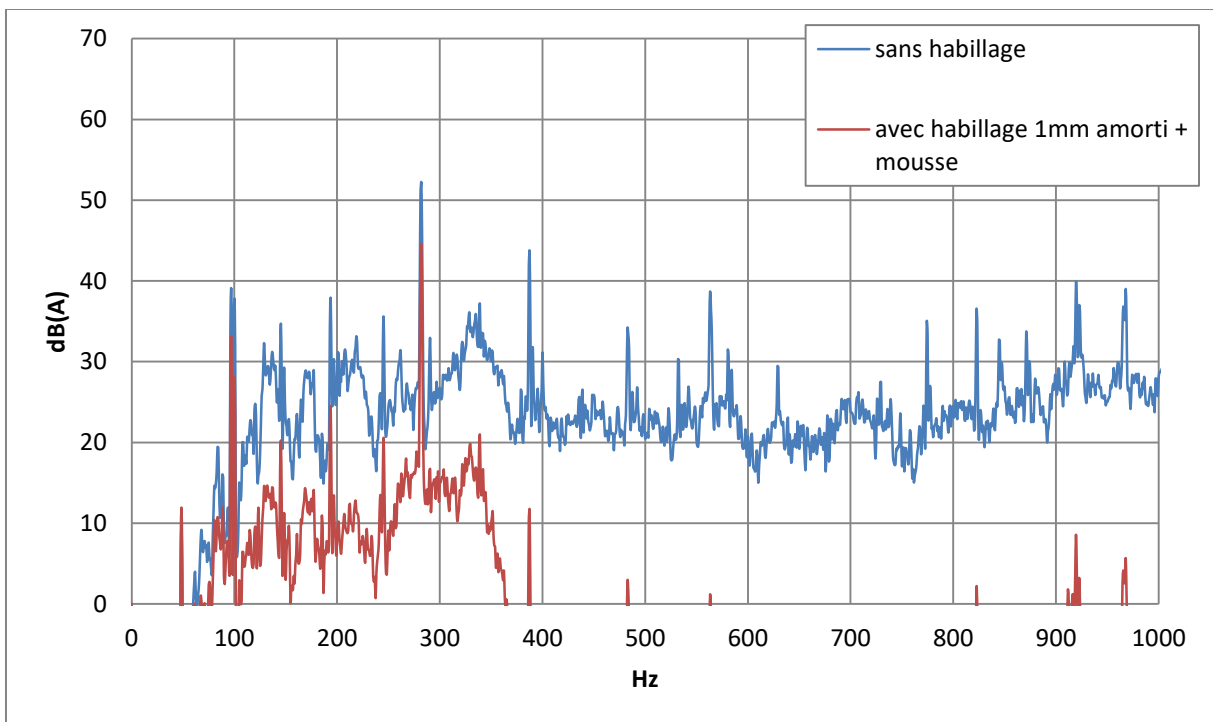


Figure 3-32 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti recouvert de mousse 50 mm – BP 0-1000 Hz

Le niveau de pression acoustique a baissé de 14 dB en capotant l'appareil avec un habillage en tôle de 1mm amorti et recouvert d'absorbant de 50 mm. Au-dessus de 500 Hz, l'énergie est réduite de plus de 30 dB et le niveau tombe dans le bruit de fond de la chambre semi-anéchoïque (**Figure 3-31**). Le niveau sonore global est déterminé par les fréquences inférieures à 500 Hz.

Plus précisément, le niveau sonore global est surtout dû à l'amplitude de la plus grande raie émergente, la FPP (**Figure 3-32**).

Afin de mieux étudier l'effet d'absorbant sur le bruit, les essais portant sur l'habillage de 1 mm amorti sont comparés à ceux avec l'habillage de 1 mm amorti recouvert d'absorbant. La **Figure 3-33** et la **Figure 3-34** montrent le spectre sonore sur 0-10000 Hz et 0-1000 Hz, mesuré respectivement avec un habillage de tôle d'acier amorti de 1 mm d'épaisseur et avec la même enveloppe dont la surface intérieure est recouverte d'absorbant.

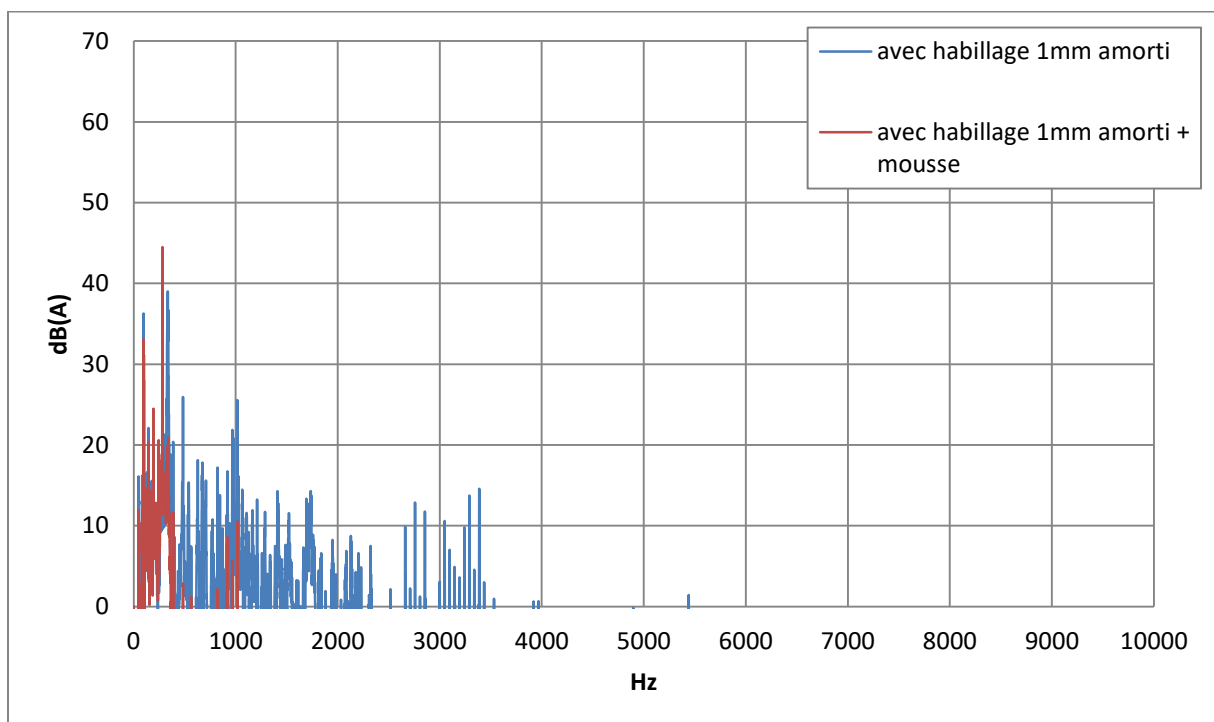


Figure 3-33 : Spectre avec habillage amorti recouvert de mousse 5cm, avec un habillage 1mm amorti sans mousse – BP 0-10000 Hz

L'ajout de mousse absorbante sur la surface intérieure de l'habillage a permis de réduire le niveau sonore global de 3 dB sur 0-10000 Hz par rapport au même habillage sans la mousse. L'amplitude a diminué de plus de 10 dB à partir de 500 Hz. Cependant, cette baisse ne justifie pas la diminution du niveau global. En effet, l'amplitude maximale au-delà de 500 Hz est au moins 15 dB inférieure à

l'amplitude maximale sur la plage totale de fréquences. La réduction d'amplitude dans les hautes fréquences ne peut pas contribuer significativement à la diminution globale. Celle-ci ne peut être expliquée que par une baisse dans la gamme la plus intense, c'est-à-dire pour les fréquences en dessous de 500 Hz.

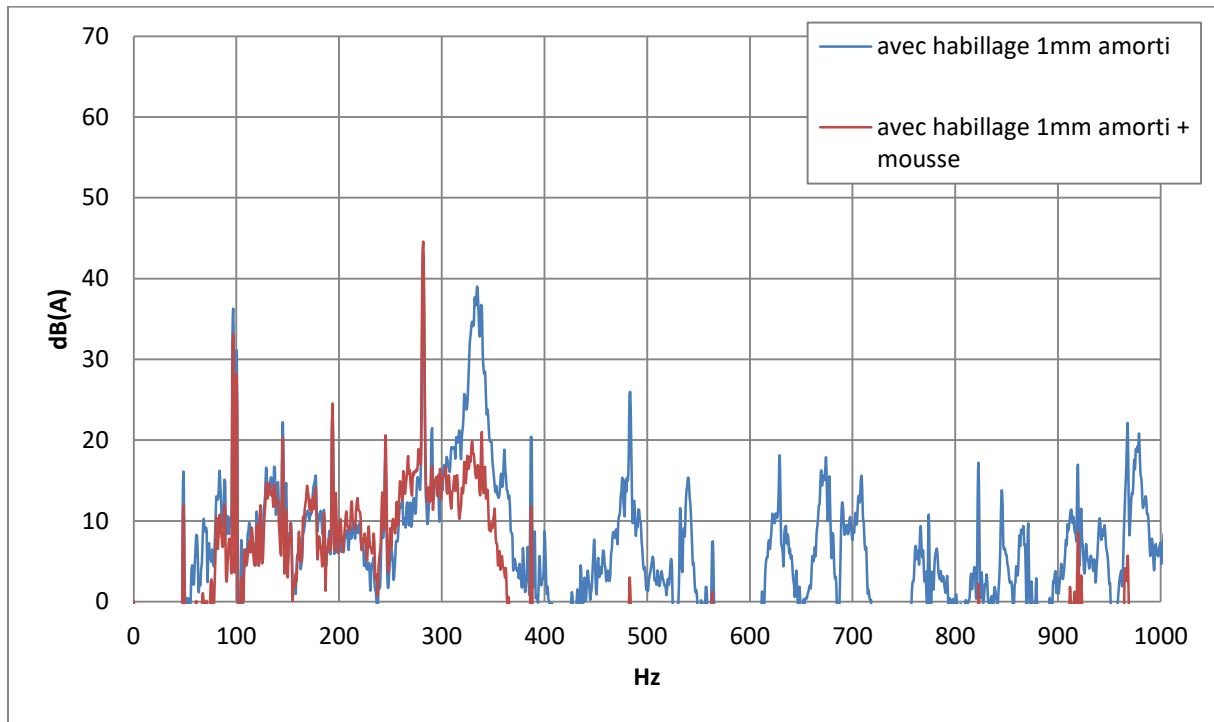


Figure 3-34 : Spectre avec habillage amorti recouvert de mousse 5cm, avec un habillage 1mm amorti sans mousse – BP 0-1000 Hz

Les deux zones du spectre les plus fortes se trouvent à la FPP et autour de la fréquence de cavité à 340 Hz (**Figure 3-34**). La raie à la FPP n'a pas diminué. En revanche, la résonance disparaît comme prévu avec une diminution de 20 dB. La raie correspondant au premier harmonique du compresseur est aussi réduite de 3 dB. Ce sont ces deux réductions qui expliquent la baisse du niveau total.

3.2.3. CONCLUSION SUR L'ISOLATION ACOUSTIQUE PAR ENCOFFREMENT GLOBAL

Des mesures ont été faites pour conforter les calculs théoriques sur l'indice d'affaiblissement des habillages. Les paramètres suivants ont été analysés : le nombre d'habillages, la présence d'amortissant et d'absorbant sur les parois des habillages.

Ces mesures montrent que l'ajout d'un habillage entraîne une chute du niveau sonore inférieure à la prévision. Cette différence peut s'expliquer par le couplage par l'air entre les deux habillages, dont la

fréquence tombe aux alentours de la fréquence de passage des pales (raie la plus intense). De ce fait, le double habillage a un effet plus limité sur la fréquence de passage des pales et, par conséquent, sur le niveau sonore global mesuré.

L'amortissant permet de réduire le niveau des raies de grande amplitude et donc le niveau sonore global.

Enfin, l'ajout de mousse sur les parois à l'intérieur de la cavité réduit le champ réverbéré à l'intérieur de l'habillage en limitant la réflexion des ondes.

Ces résultats sont résumés pour la plupart dans le **Tableau 3-4**.

Tableau 3-4 : Perte par transmission de l'habillage en dB en fonction de ses caractéristiques

	Sans habillage	Habillage ép. 0,8 mm	Habillage ép. 0,8/1 mm	Habillage ép. 0,8 mm amorti	Habillage ép. 1 mm amorti	Habillage ép. 0,8/1 mm amorti	Habillage ép. 1 mm amorti avec absorbant
Sans habillage	X	-10,6	-11,6	-11,2	-11	-14,2	-14

La différence est de 10,6 dB entre les niveaux mesurés sans aucun habillage et avec un habillage en acier d'épaisseur 0,8 mm. En ajoutant un habillage d'épaisseur 1 mm, le niveau baisse de 1 dB supplémentaire. La perte par insertion par rapport au cas sans aucun habillage s'élève à 11,6 dB.

Nous aurions pu nous attendre à une plus grande réduction plus importante du niveau sonore. Cela est dû au fait que le niveau est principalement localisé en basse fréquence. De plus, l'intérieur de l'habillage n'étant pas traité, il y a un phénomène de réverbération à l'intérieur. Les sources sonores sont donc supérieures à la source en champ libre sans habillage (sources images des ondes réfléchies).

Un complexe amortissant collé sur l'habillage d'épaisseur 0,8 mm apporte une réduction de 0,6 dB par rapport à un habillage simple, et de 11,2 dB par rapport à un appareil sans habillage. Quand les deux habillages sont amortis, le niveau sonore est réduit de 3 dB par rapport à un seul habillage amorti de 0,8 mm d'épaisseur et il est de 14,2 dB au total.

Il est surprenant que le niveau mesuré avec les amortissants ne soit pas plus bas car le niveau ressenti semblait plus faible. Cela s'explique peut-être par le fait que les hautes fréquences ont été réduites, alors qu'elles sont déjà d'amplitude faible, ce qui ne change guère le niveau global, mais ce changement dans le spectre reste perceptible à l'oreille. Les basses fréquences sont pratiquement inchangées, ce qui explique la faible variation du niveau sonore.

Dans le cas où l'habillage est constitué d'une tôle d'épaisseur 1 mm recouvert d'amortissant et avec les 50 mm de mousse absorbante, le niveau sonore est réduit de 14 dB, soit une valeur équivalente à un habillage à deux tôles amorties. Comme nous l'avons déjà spécifié, cette configuration est la plus intéressante d'un point de vue performance acoustique, coût, et facilité d'installation.

3.3. DECOUPLAGE VIBRATOIRE DU COMPRESSEUR

Puisque les vibrations sont portées par les basses fréquences, et notamment à 100 Hz, une réduction de cette raie entraînerait une diminution du niveau sonore. Pour ce faire, le découplage du compresseur est la solution à étudier.

3.3.1. DESCRIPTION DU BANC D'ESSAI

Malgré le découplage réalisé entre le compresseur et l'équerre à l'aide des plots, qui n'est d'ailleurs pas optimal (cf. *§Effet des plots élastiques entre l'équerre et la PAC*), il y a encore beaucoup de ponts solidiens entre le compresseur et le reste de l'appareil. Les principales voies de transmission sont les tubes en cuivre reliant le compresseur à l'évaporateur et au condenseur. Les tubes en cuivre (qui ont une grande rigidité) constituent des voies privilégiées de transmission des vibrations du compresseur vers l'évaporateur et le condenseur, et aussi vers la coque en polypropylène (celle-ci touche l'habillage extérieur en acier, propageant ainsi les vibrations vers le reste de l'appareil).

3.3.2. RAIDEUR DES FLEXIBLES

Pour réduire ces transmissions, on peut remplacer les tubes en cuivre par des flexibles.

Deux flexibles de diamètres différents (3/8" et 1/2") ont été testés. Un essai a été réalisé pour évaluer l'ordre de grandeur de leur raideur en flexion. Celui-ci est nécessaire à l'évaluation de leur efficacité sur le découplage qui passe par la détermination de la raideur globale des liaisons solidiennes du compresseur (flexibles, plots).

Un modèle masse-ressort-amortisseur a été utilisé pour décrire le comportement mécanique des flexibles.

La **Figure 3-35** illustre la façon dont la raideur des flexibles a été évaluée. L'essai consiste à donner une impulsion à l'extrémité d'un flexible, l'autre est encastrée, et à mesurer sa réponse en fonction du temps. Il a été réalisé pour différents rayons de courbure (0, 45 et 90 degrés).

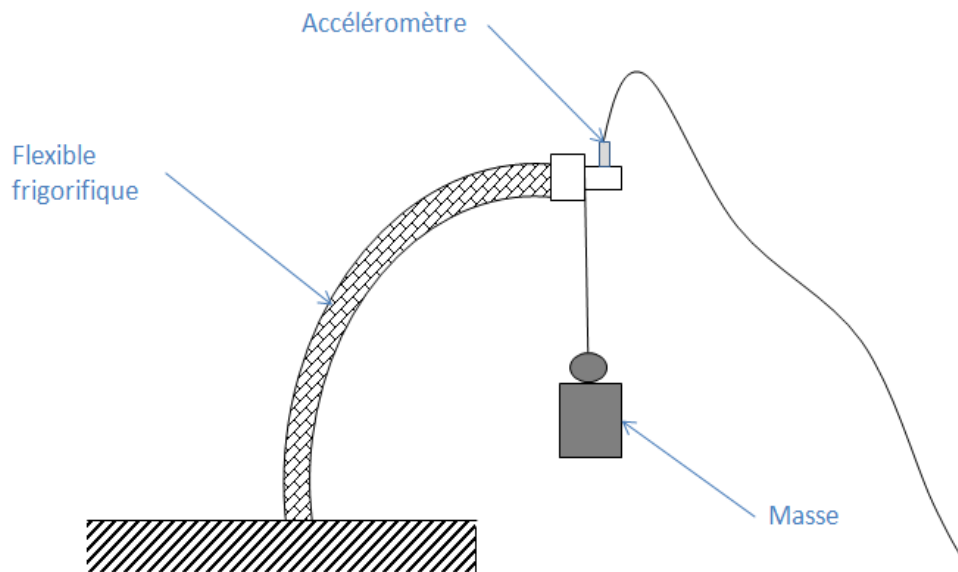


Figure 3-35 : Essai raideur et amortissement des flexibles

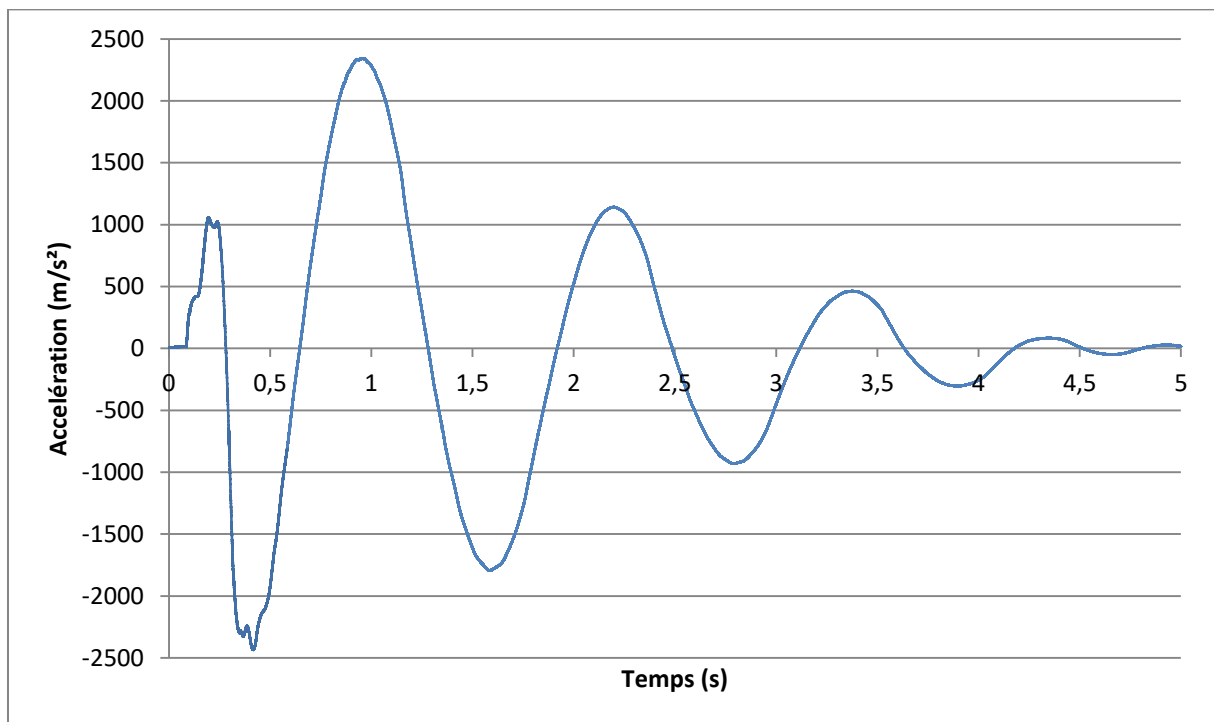


Figure 3-36 : Accélération temporelle – Flexible de diamètre 3/8" pour un rayon de courbure de 0°

Le signal temporel du déplacement est enregistré grâce à un accéléromètre placé à l'extrémité libre du flexible, supportant une masse, lorsque celui-ci est soumis à une impulsion (exemple sur la **Figure 3-36**). Cela qui permet de relever l'accélération temporelle et d'en déduire le déplacement, donné par l'équation $y(t) = ye^{-\gamma t} \cos(\omega_a t + \varphi)$ avec γ l'amortissement et ω_a la pseudo-pulsation, tous deux exprimés en rad/s. La raideur des flexibles est directement déduite de la pseudo-pulsation ω_a , donnée par la période entre les maxima de la variation du déplacement.

Les valeurs estimées de la raideur des deux flexibles sont données dans le **Tableau 3-5**.

Tableau 3-5 : Raideur des flexibles 3/8'' et 1/2''

Angle (°)	k(N/m)	
	3/8''	1/2''
0°	17	135
45°	36	135
90°	82	129

3.3.3. RAIDEUR DES LYRES

Bien qu'ils paraissent efficaces, ces flexibles sont beaucoup plus coûteux que les tubes en cuivre actuellement utilisés. Une alternative moins coûteuse consisterait à diminuer la raideur en faisant décrire des lyres aux tuyaux de cuivre. Cependant, il y a une forte contrainte sur l'encombrement. La dimension et le nombre de boucles formant la lyre seront donc très faibles.

Avant d'employer des lyres pour la liaison entre le compresseur et l'évaporateur ainsi qu'une autre reliant le condenseur et le compresseur, on a réalisé un test de déformation afin d'évaluer l'ordre de grandeur de la raideur statique de ces lyres. Les conditions de mesures étaient les suivantes :

- encastrement d'un côté ;
- de l'autre côté, application d'une force F à l'aide d'une masse ;
- mesure de la déformation x ;
- puis calcul de la raideur à l'aide de l'équation $k = F / x$ (système masse-ressort).

La raideur de la lyre de diamètre 3/8'' vaut 15,8 kN/m tandis qu'elle est égale à 6,7 kN/m pour le diamètre 1/2''.

3.3.4. CHOIX DES SOLUTIONS DE DECOUPLAGE VIBRATOIRE DU COMPRESSEUR

Le coefficient de transmission des vibrations peut être estimé grâce au rapport entre la fréquence d'excitation du système de découplage, la plus importante dans les basses fréquences étant celle de la rotation du compresseur, et la fréquence propre du système, calculée à partir de la raideur équivalente de l'ensemble des voies de transmission (**Figure 3-37**).

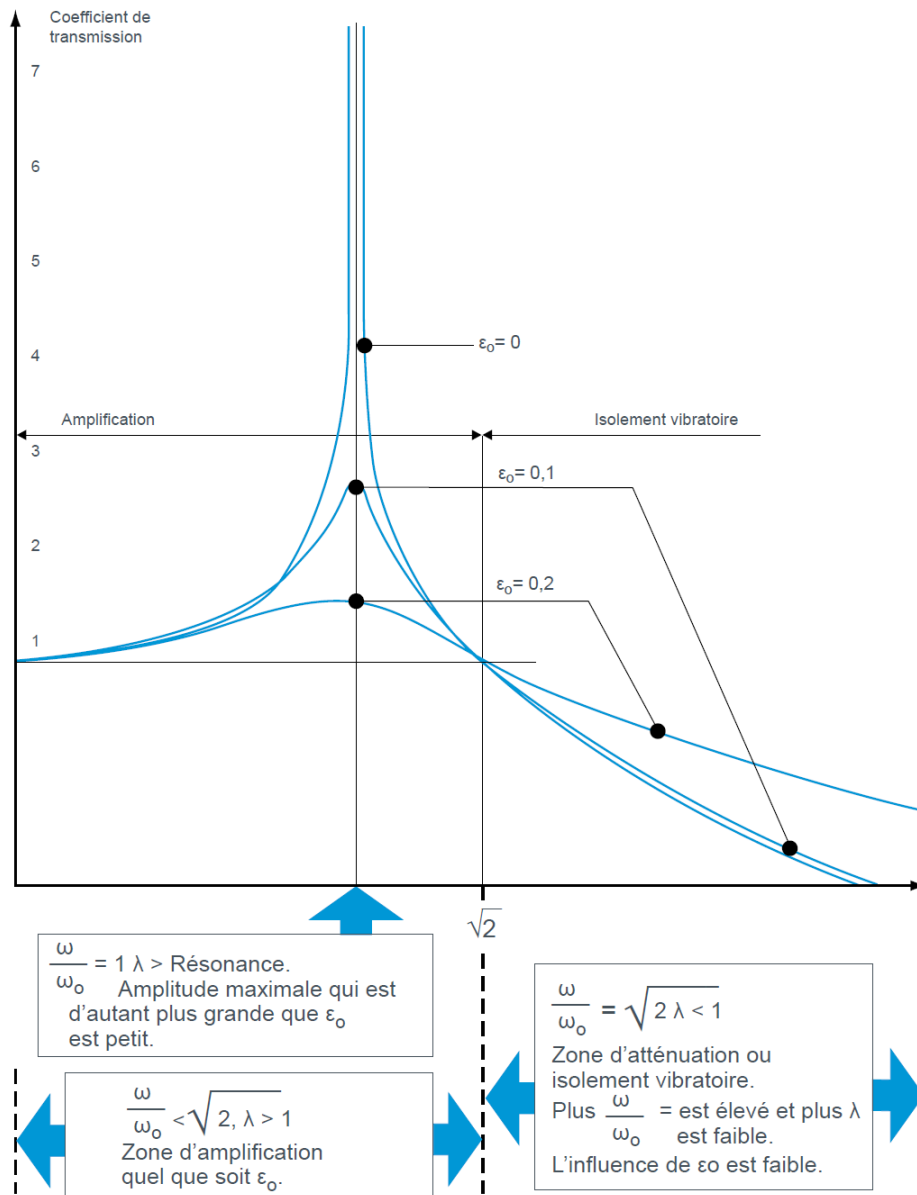


Figure 3-37 : Coefficient de transmission λ en fonction du rapport fréquence d'excitation et fréquence propre du découplage pour diverses valeurs de taux d'amortissement ϵ_0 [6]

Tableau 3-6 : Caractéristiques du découplage du compresseur à l'aide de lyres ou de flexibles

	Plots + Lyres	Plots + Flexibles à 90°
Raideur équivalente (kN/m)	142,5	120,2
Fréquence propre (Hz)	17	15,6
Fréquence compresseur /Fréquence propre	2,9	3,1

Le compresseur est découplé par quatre plots ayant une raideur de 30000 N/m chacun et deux tubes en cuivre, dont une partie peut être remplacée par une lyre ou par un flexible. Le rapport de fréquences de ces deux configurations est estimé par calcul (**Tableau 3-6**).

Pour garantir un bon isolement du compresseur, il est classique de chercher un rapport de fréquences au moins égal à 10. Pour être plus précis sur la fréquence propre, il faudrait évaluer l'amortissement des flexibles et des plots, mais ces valeurs ne sont qu'approximatives lorsqu'elles peuvent être déterminées.

Sur l'appareil actuel, le découplage n'est pas bien assuré. Ces plots ont une raideur trop grande. En effet, elle est au moins deux cents fois plus élevée que celle des flexibles, et deux fois plus grande que celle des lyres. Dans le cas le plus avantageux où les flexibles sont utilisés, la raideur des plots doit être réduite à environ 2900 N/m chacun pour un découplage efficace. La priorité pour une amélioration de l'efficacité du découplage est donc de trouver des plots plus souples.

Le modèle Paulstradyn 4 (réf. 533701) a une raideur en cisaillement beaucoup plus faible que celle des plots actuels, soit 1421 N/m au lieu de 30000 N/m. Le rapport de fréquences passe de 2,9 à 6,5 avec les nouveaux plots, dans le cas où les lyres sont utilisées. Cette valeur n'est pas suffisante pour s'assurer d'un bon découplage du compresseur. Si les flexibles sont retenus pour découpler les vibrations au niveau des tubes frigorifiques et s'ils sont couplés aux plots Paulstradyn 4, le rapport entre la fréquence d'excitation du compresseur et la fréquence propre du système suspendu s'élève à 14,2, ce qui garantirait un filtrage efficace des vibrations engendrées par le compresseur. Nous avons proposé cette configuration à **e.I.m. leblanc**.

3.4. ETUDE DE LA DISTANCE DE L'EVAPORATEUR AU VENTILATEUR SUR LE NIVEAU SONORE

L'évaporateur est placé assez près devant le ventilateur, ce qui produit sans doute du bruit en désorganisant l'aspiration. Pour l'évaluer et trouver des solutions, un banc d'essais a été conçu et réalisé (**Figure 3-38**).

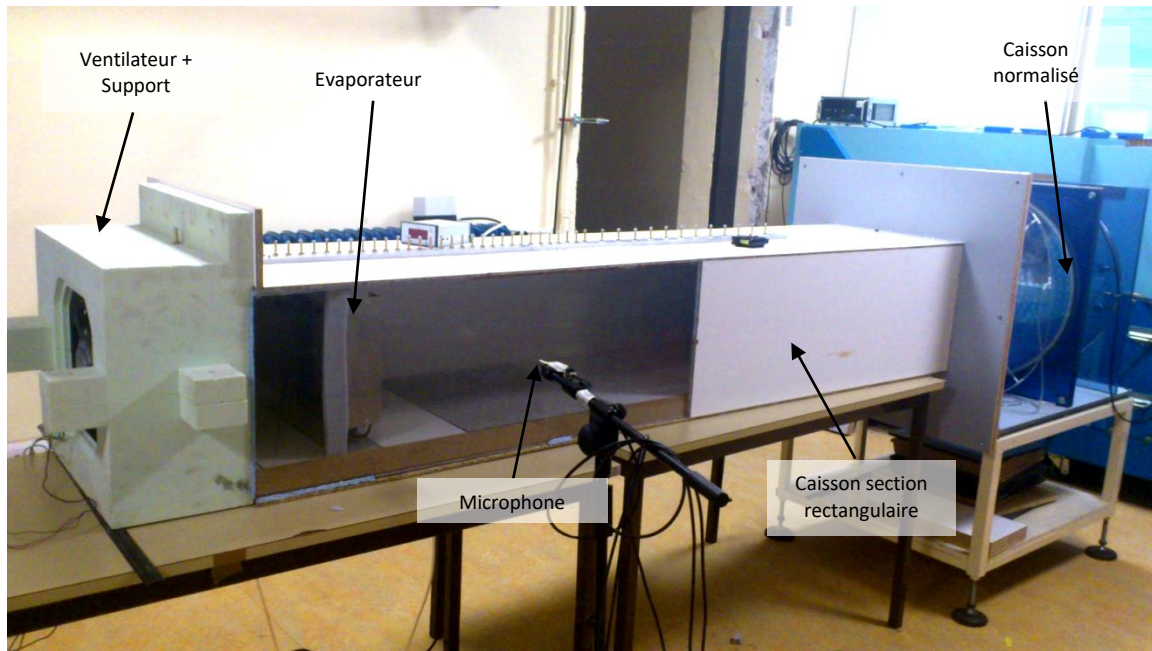


Figure 3-38 : Banc d'essai - Étude de la distance évaporateur/ventilateur sur le niveau de pression sonore

Il est constitué d'un support dans lequel est inséré le ventilateur. Un caisson de section rectangulaire y est accolé. L'évaporateur peut être placé à plusieurs distances du ventilateur dans ce caisson. Au bout du banc, se trouve un autre caisson normalisé permettant de déterminer le débit de l'air. Un microphone G.R.A.S. est situé hors du circuit aéraulique à 1 m du ventilateur et à 0,5 m du caisson. Il pointe vers le caisson.

La vitesse du ventilateur est contrôlée par une alimentation en tension continue délivrée par un générateur de tension HAMEG HM8040-2.

La pression acoustique est mesurée pour différentes distances d'évaporateur au ventilateur. La grandeur physique que l'on cherche à maintenir dans le système est le débit d'air assuré par le ventilateur. Par conséquent, la vitesse de rotation est calée pour que le débit reste constant. Deux séries de mesures ont été réalisées à 450 et 496 m³/h.

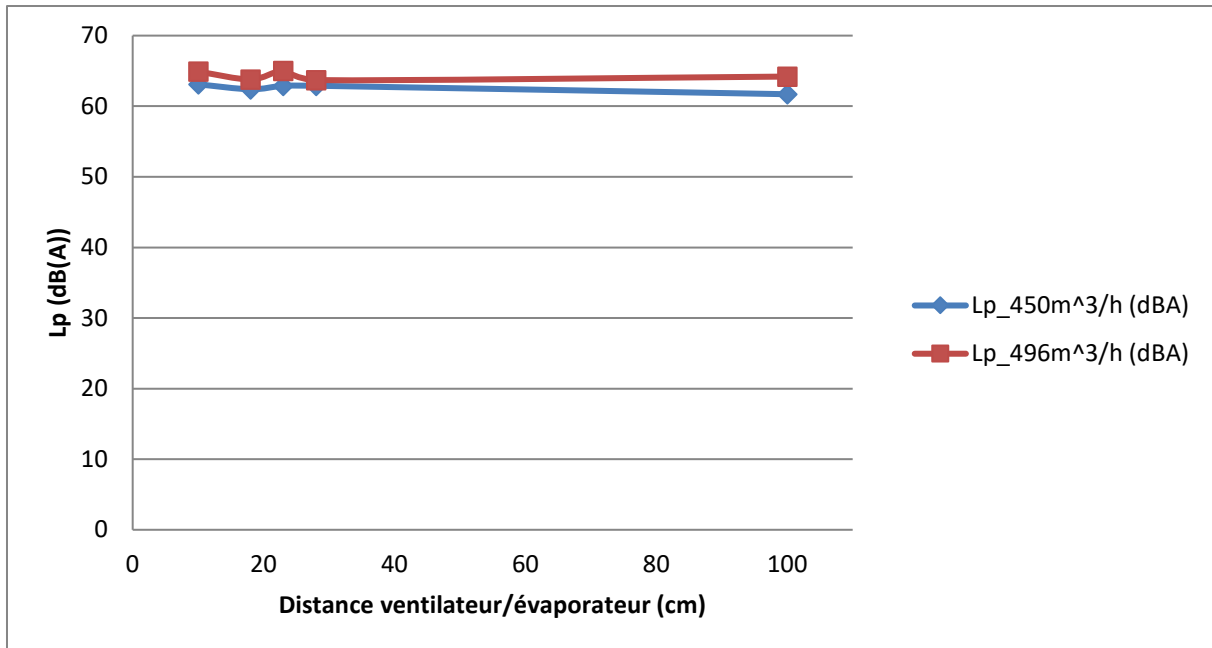


Figure 3-39 : Niveau de pression acoustique en fonction de la distance évaporateur/ventilateur pour deux débits d'air

Pour une distance évaporateur/ventilateur supérieure à 10 cm, le niveau de pression acoustique ne varie pas de manière significative (**Figure 3-39**). La variation est dans l'incertitude de mesure. Il n'est donc pas nécessaire d'éloigner l'évaporateur au-delà de 10 cm dans le but de réduire le niveau sonore car cela n'a plus d'effet.

3.5. MODIFICATION DE LA GEOMETRIE DE LA VOLUTE

Des simulations numériques ont été menées au laboratoire **DynFluid** sur le circuit aéraulique de la pompe à chaleur dans le but d'améliorer les performances aérauliques et acoustiques du ventilateur et les échanges au niveau de l'évaporateur.

La connaissance des circuits aérauliques actuels est une première étape nécessaire pour comprendre les mécanismes à l'origine du bruit avant de proposer des améliorations. Les champs de vitesse et de pression sont simulés pour la partie aéraulique de la pompe à chaleur des V1.0 et V1.5. Les **Figure 3-41** et **Figure 3-40** montrent la CAO et le champ de vitesse aéraulique du circuit de la V1.0 et les **Figure 3-42** et **Figure 3-43** correspondent à ceux de la V1.5.

Pour rappel, la différence entre la V1.0 et la V1.5, au niveau du circuit aéraulique, réside dans la forme des ailettes de l'évaporateur, se traduisant par une perte de charge différente, ainsi que dans le ventilateur et son pavillon d'aspiration. Dans la V1.5, ce dernier, conçu pour et livré avec le ventilateur, est plus adapté car sa fonction est assurée par une partie de la coque PPE dans la V1.0, ce qui est moins précis pour la position relative du ventilateur et du pavillon d'aspiration.

Le code CFD utilisé est STAR CCM+. Les équations considérées sont celles de Navier Stokes. Le modèle de turbulence k-ε est employé. La perte de charge dans l'échangeur est caractérisée par le modèle de milieux poreux. Les conditions aux limites sont définies par un débit massique en entrée et une pression statique en sortie.

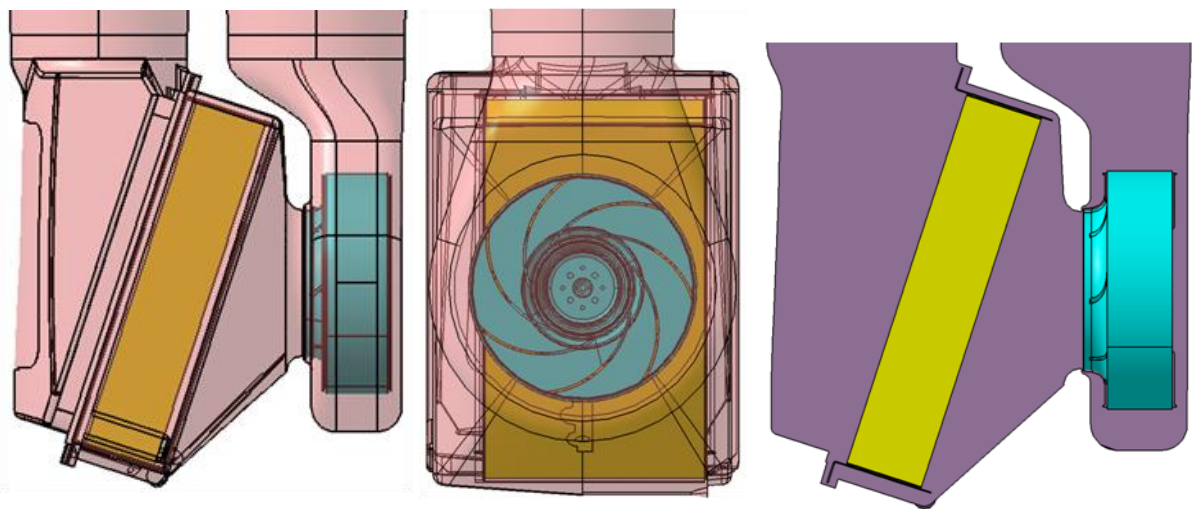


Figure 3-41 : CAO de la partie aéraulique de la PAC V1.0

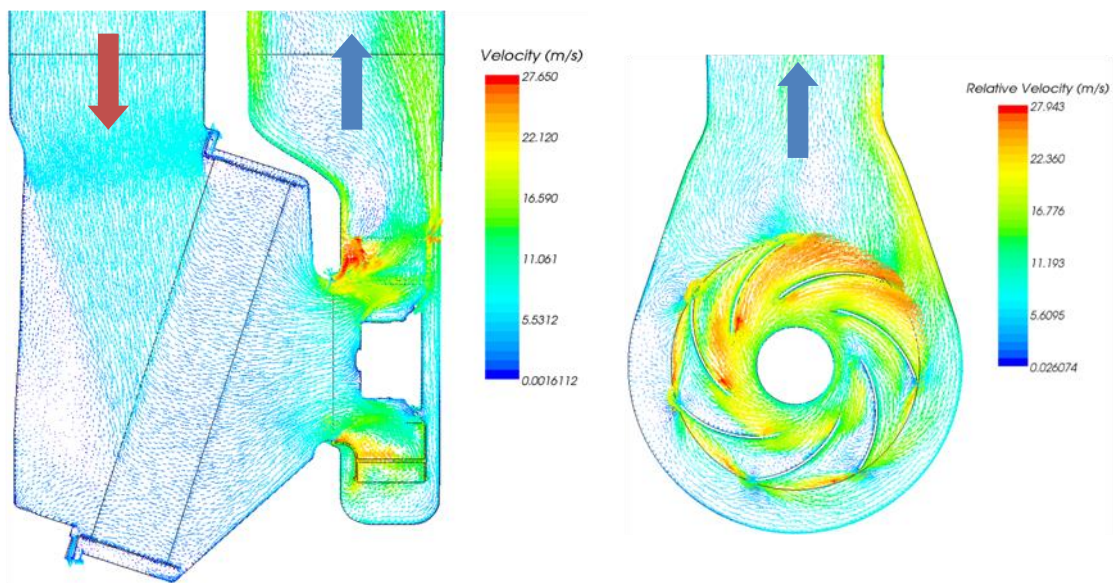


Figure 3-40 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC V1.0

Dans la V1.0, la vitesse est la plus grande au niveau du pavillon d'aspiration (**Figure 3-40**), là où le changement de direction est important ; le gradient de vitesse y est également élevé, il constitue une source de bruit très forte. Dans la zone du conduit de refoulement, la vitesse n'est pas répartie de manière uniforme sur la section. La vitesse est plus grande près des parois et elle est plus faible au centre. Au contraire, la vitesse est plus uniforme dans le conduit d'aspiration. Cela explique pourquoi le niveau sonore est plus élevé dans le conduit de refoulement que dans celui d'aspiration.

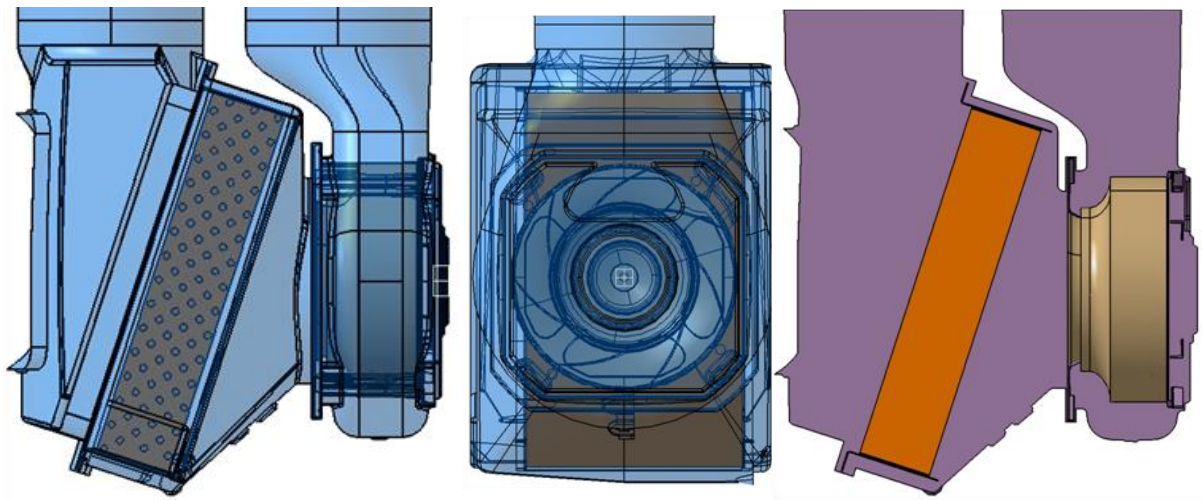


Figure 3-42 : CAO de la partie aéraulique de la PAC V1.5

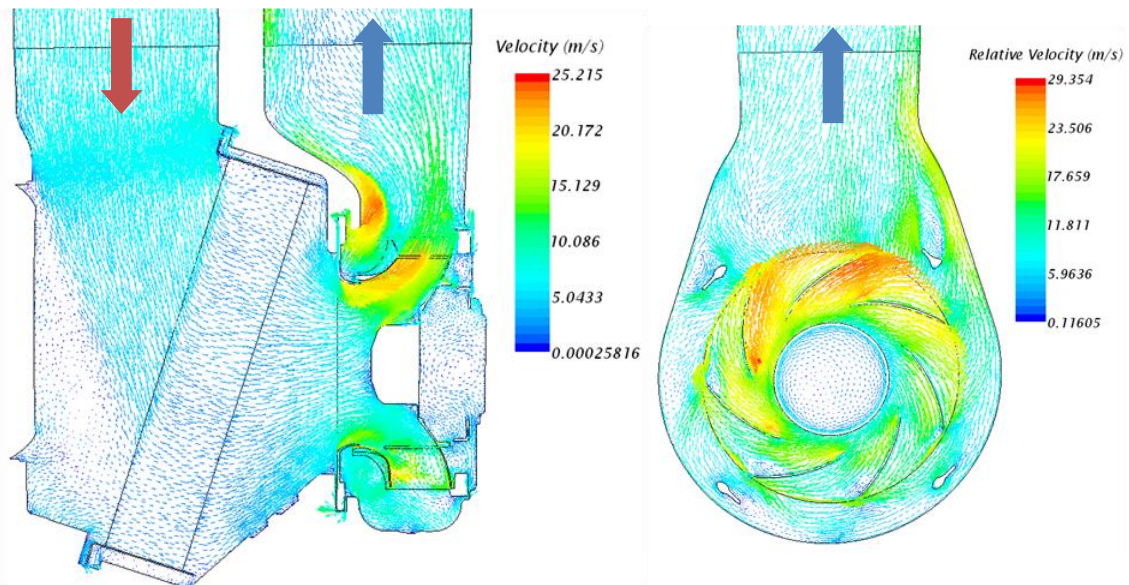


Figure 3-43 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC V1.5

Dans la V1.5, la vitesse la plus grande se trouve également au niveau du pavillon d'aspiration (**Figure 3-43**). Cependant, le flux est mieux dirigé dans son expulsion. En effet, l'air ne « tape » pas contre les parois de la coque PPE et du conduit. Il est mieux refoulé au centre du conduit. C'est une explication possible de la baisse de niveau sonore entre les deux ventilateurs.

Dans les deux versions, la répartition du champ de vitesse de l'air n'est pas uniforme sur l'évaporateur. L'amplitude de la vitesse y est plus forte vers le haut de l'évaporateur.

La coupe de profil du circuit aéraulique (**Figure 3-40, Figure 3-43**) montre qu'il n'y pas de différences significatives sur les champs de vitesses entre la V1.0 et la V1.5 à l'amont du ventilateur. En revanche, le gradient de vitesse en aval du ventilateur est plus fort pour la V1.0 que la V1.5. Cela se traduit par un niveau sonore plus élevé pour la V1.0 que pour la V1.5 au niveau du refoulement. Cette remarque corrobore les mesures montrant que le niveau sonore est plus grand au refoulement qu'à l'aspiration. Cela explique en partie que la V1.0 est globalement plus bruyante que la V1.5.

Au niveau de la roue, les champs de vitesse sont comparables entre les deux versions. Le changement dans la forme de la roue explique que le champ de vitesse soit modifié en sortie. La roue de la V1.5 semble mieux rediriger le flux d'air à la verticale, sur l'axe de la bouche du refoulement, alors que la roue de la V1.0 ne redresse pas verticalement le flux de manière efficace. Le flux vient « taper » sur la surface de la coque PPE et des conduites.

Dans la volute, la vitesse est particulièrement rapide au refoulement avec le rétrécissement de la section de passage de l'air. Une reconception de la volute pourrait réduire le niveau sonore. Deux nouvelles géométries de volute sont considérées et le flux d'air y est simulé.

La première volute (**Figure 3-44**) présente un bec de volute marqué, contrairement à la volute actuelle, ce qui devrait améliorer les performances aérauliques du ventilateur. L'adaptation de la sortie de la volute à la forme de la conduite est aussi retravaillée. L'axe du conduit circulaire est recentré par rapport à la section de refoulement de l'air dans le but de limiter les changements de direction du flux et ainsi, réduire les bruits de turbulence. La CAO de la partie aéraulique avec la volute n°1 et le champ de vitesse simulé sont donnés sur les **Figure 3-44** et **Figure 3-45**.

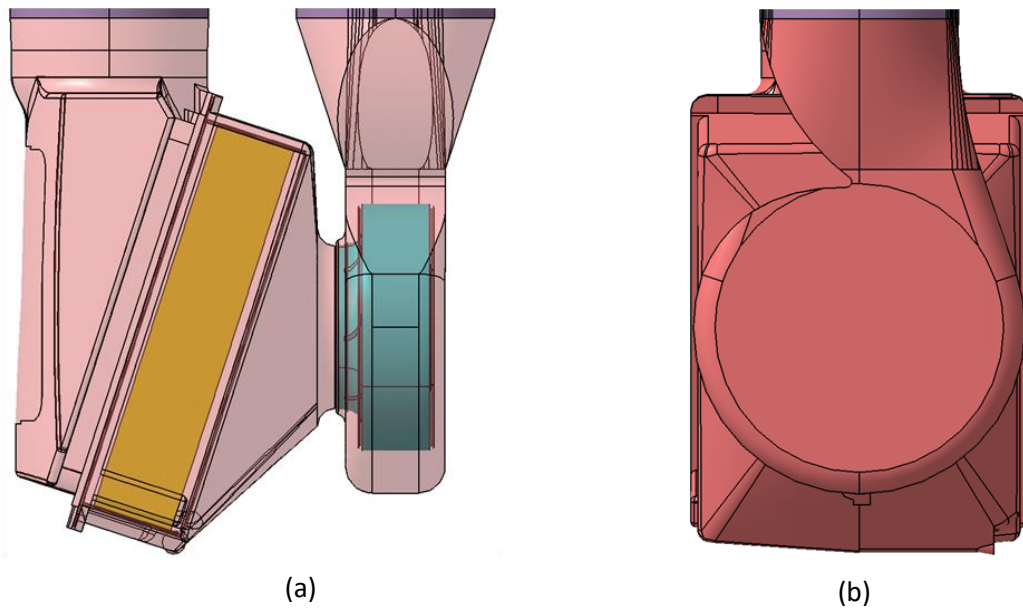


Figure 3-44 : CAO de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°1

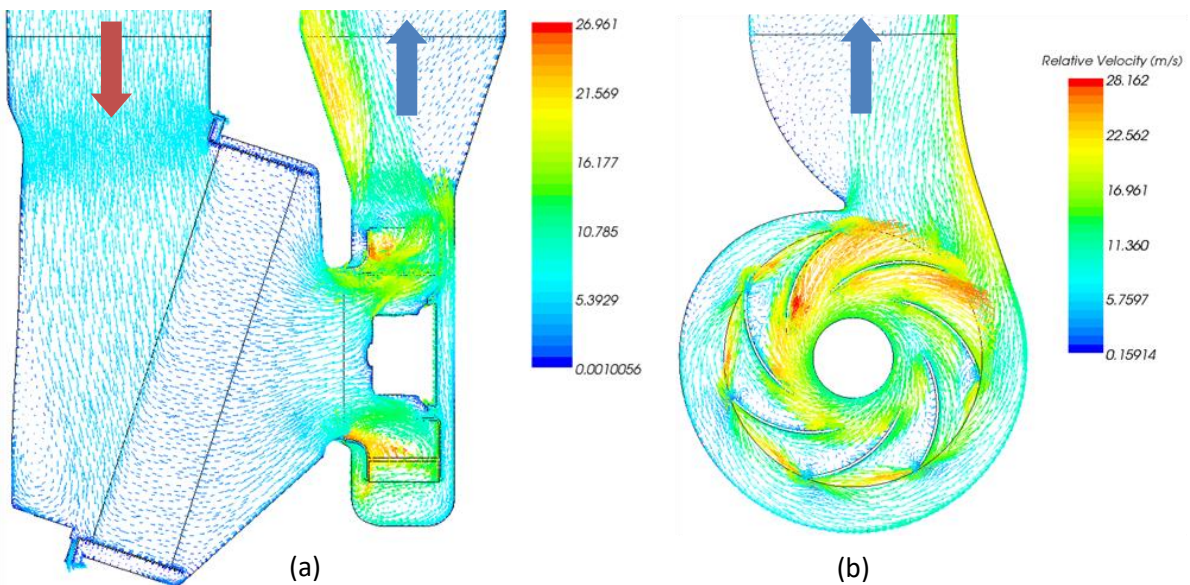


Figure 3-45 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°1

La vitesse de déplacement de l'air semble être réduite au niveau du pavillon d'aspiration par rapport aux versions actuelles (**Figure 3-45** (a)), mais elle est supérieure d'un côté de la conduite, au changement de section au refoulement. Le flux paraît mal orienté et la circulation est concentrée d'un côté du conduit. Le bec de volute force le flux contre la paroi opposée (**Figure 3-45** (b)).

La deuxième volute (**Figure 3-46**) est créée en se basant sur les règles de conception d'une volute optimale de dimension réduite mais elle reste trop grande pour être placée dans l'appareil actuel.

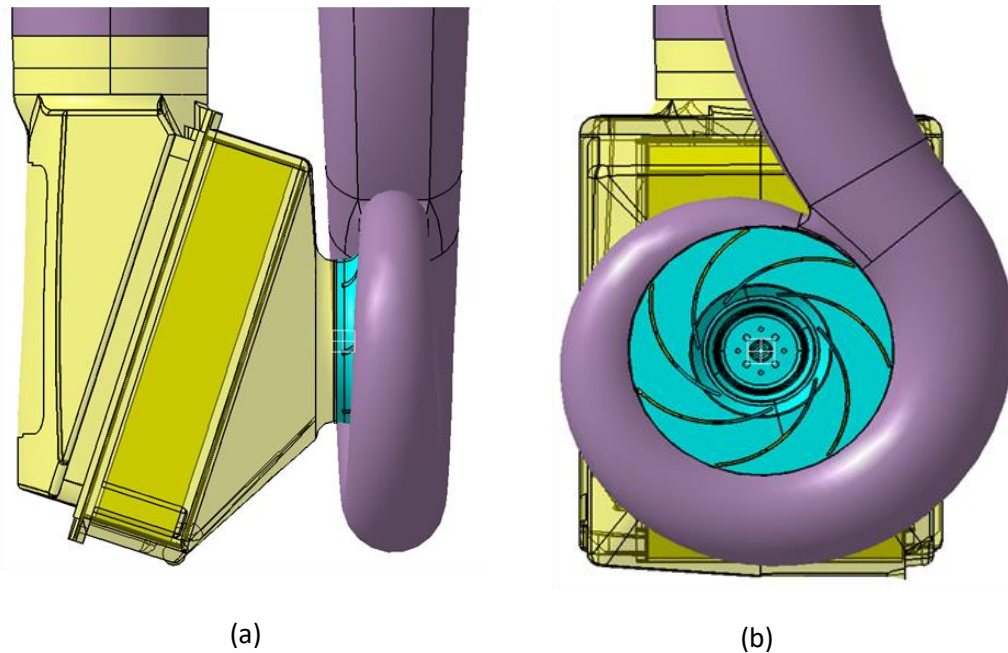


Figure 3-46 : CAO de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°2

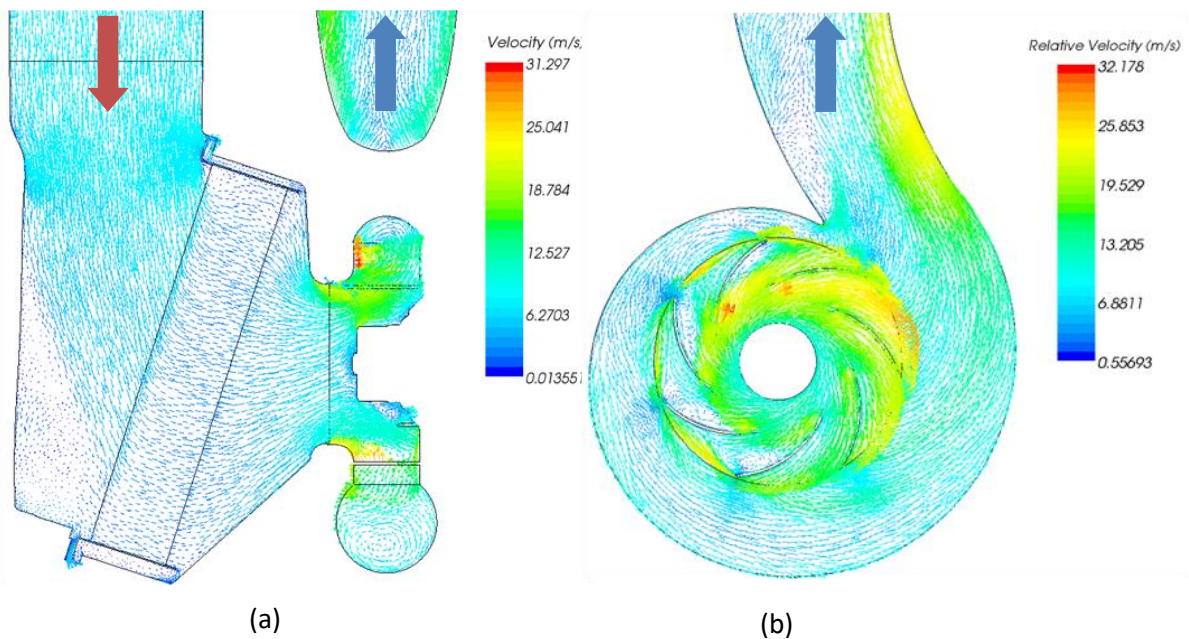


Figure 3-47 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°2

La simulation numérique est tout de même menée sur cette volute afin d'évaluer le gain potentiel de cette nouvelle géométrie. Cependant, les résultats aboutissent aux mêmes remarques que pour la première volute (**Figure 3-47**).

Le travail d'amélioration du circuit aéraulique de la pompe à chaleur s'est fait principalement autour de la géométrie de la volute. Sa forme actuelle n'est pas optimale. Deux géométries de volute (**Figure 3-44**, **Figure 3-46**) ont été considérées comme des améliorations possibles. Les résultats des

simulations du champ de vitesse de l'air ne diffèrent pas de manière significative d'une géométrie à une autre et restent similaires aux résultats des circuits existants. On ne gagne pas à changer de volute.

Pour qu'une réelle diminution du niveau sonore soit visible, il faudrait que le diamètre de la volute soit encore plus grand, ce qui n'est pas compatible avec les contraintes sur les dimensions de la pompe à chaleur.

3.6. CONCLUSION SUR LES PROPOSITIONS DE SOLUTIONS POUR REDUIRE LE NIVEAU SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

Des mesures comparatives sur le niveau sonore et de vibrations de plusieurs compresseurs au R134a et d'un compresseur au CO₂ ont été réalisées afin de retenir le plus silencieux. Les modèles au R134a ont été choisis en fonction de la puissance frigorifique recherchée. Ce sont tous des compresseurs de type rotatif à palette. Le compresseur au CO₂ a été testé parce que la technologie employée est différente, malgré une gamme de puissance délivrée plus grande. Il s'agit d'une compression par scroll, qui produit des variations de pression moins grandes que celles par cylindre rotatif. Le niveau sonore global des compresseurs au R134a est supérieur de 11,7 dB au minimum à celui du compresseur CO₂ à puissance minimale. Quant au niveau de vibration, il est similaire sur tous les modèles testés.

Puisque les deux sources de bruit de la pompe à chaleur, ventilateur et compresseur, ont des niveaux proches, et que l'espace disponible dans le voisinage immédiat des sources est très limité, le choix de l'encoffrement global de l'appareil reste le seul industriellement possible. Plusieurs paramètres sont évalués expérimentalement pour trouver la meilleure combinaison permettant d'atteindre le niveau sonore fixé. Il s'agit du nombre de couches découplées d'isolant, de la présence d'amortissant et de celle d'absorbant recouvrant la surface de l'habillage. Les essais ont montré que l'emploi d'un habillage en tôle d'acier d'épaisseur 1 mm recouvert d'un amortissant de type complexe bitumeux et d'une mousse absorbante à cellules ouvertes d'épaisseur 50 mm et de masse surfacique 1,4 kg/m² est la configuration qui présente le meilleur compromis entre la perte de transmission acoustique et le coût et les contraintes d'installation. Avec cet encoffrement, on peut s'attendre à une réduction du niveau sonore de 14 dB, ce qui permet d'atteindre l'objectif défini dans la réglementation pour les cuisines fermées.

La valeur annoncée de la réduction du niveau sonore par encoffrement ne prend pas en compte le rayonnement acoustique de la surface par une excitation vibratoire. Pour ne pas dégrader ces prévisions, un découplage vibratoire efficace du compresseur, première source de vibration de la pompe à chaleur, doit être assuré. Afin d'intégrer des solutions pour le découplage, de l'espace autour du compresseur doit être libéré. La coque PPE, qui dans la version actuelle englobe l'ensemble des composants de la pompe à chaleur, ne sert plus que pour l'isolement thermique de la partie aéraulique. Nous avons proposé que les composants de la partie basse du compresseur, c'est-à-dire le compresseur et le condenseur jusque-là maintenus par la coque, soient soutenus par une structure métallique. Un redimensionnement des plots élastiques entre le compresseur et la structure de la chaudière a été effectué. Les tubes en cuivre ont été remplacés par des flexibles. Avec ces modifications, le rapport entre la fréquence d'excitation et la fréquence propre du système suspendu est de 14,2, ce qui assure une bonne isolation. Cependant, des vibrations peuvent être générées par les pulsations de pression du fluide frigorigène se propageant dans les tubes. Pour réduire ces vibrations, l'emploi d'un réducteur de pulsation de pression est à envisager.

Le bruit à large bande du ventilateur constitue une part importante de la puissance acoustique de la pompe à chaleur. Il provient du bruit d'écoulement aéraulique. Sa réduction passe par un éloignement de l'évaporateur et par l'optimisation de la forme de la volute. Les mesures ont révélé que le niveau sonore varie très peu pour des distances évaporateur/ventilateur au-delà de 10 cm. Des simulations numériques de l'écoulement de l'air dans le circuit aéraulique ont montré que les performances aérauliques ne peuvent pas être significativement améliorées à cause de l'encombrement restreint. Une réduction de la vitesse du ventilateur, qui se serait traduite par une baisse du niveau sonore, ne peut être envisagée que lorsque les mêmes performances aérauliques sont assurées.

Au total, on pourrait s'attendre à une réduction du niveau sonore de l'ordre de 15 dB avec l'emploi d'un compresseur au CO₂, dont le niveau est négligeable par rapport au ventilateur et est bien inférieur à celui du compresseur au R134a actuel. On considère que la baisse en niveau de pression acoustique est similaire à celle sur le niveau de puissance acoustique car les sources sonores de la pompe à chaleur ne sont pas directionnelles. Ainsi, le niveau de puissance acoustique passe sous les niveaux réglementaires, ce qui permet d'installer la chaudière hybride dans des pièces à vivre.

CHAPITRE 4

ETUDE DE LA QUALITE SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

Nous tentons de définir dans ce chapitre le son idéal que devrait faire une chaudière hybride. Deux tests d'écoute ont été réalisés. Un premier a permis de situer les sons de la chaudière hybride par rapport aux bruits de chaudières au gaz, considérés comme une référence. Un deuxième test vise à étudier l'effet d'une sonorité musicale sur l'agrément des bruits de chaudières hybrides. Il montre que les sons les plus appréciés sont les plus graves, avec une faible émergence et présentant un accord consonant mineur.

Il est habituellement admis que le bruit est nécessairement subi. Mais les mentalités ont commencé à changer avec l'introduction de la notion de qualité sonore, qui s'est d'abord affirmée dans le secteur de l'automobile. Dès 1982 [8], les bruits de fermeture de portières automobiles et de boîtes de vitesses introduisent cette notion qui va remplacer peu à peu le simple niveau sonore en décibels. Elle s'est étendue à d'autres domaines comme celui de l'électroménager [9] [10] [11]. En particulier, des études ont porté sur des réfrigérateurs [12], des machines à laver [13] [14] [15], des sèche-linge [16], des aspirateurs [17] [18] [19], ou encore sur des climatiseurs [20] [21]. La qualité sonore est devenue une des clés de la création industrielle actuelle.

Cette volonté de concevoir un produit apportant un confort acoustique, et dont le son sera, non seulement en concordance avec les préférences des utilisateurs et les différents usages qu'il pourra en faire, mais également porteur de sens en conservant son caractère informationnel tout en apportant une nouvelle dimension, celle de l'image de marque, date des années 1980 [22] [23].

Si cette démarche permet d'améliorer la qualité perçue de produits existants, on comprendra qu'elle est d'autant plus indispensable lorsqu'il s'agit de concevoir un produit nouveau. En effet, il n'est plus seulement question de perfectionner une expérience utilisateur sur un produit dont le bruit est devenu familier, mais de créer, en plus de nouveaux usages, les nouveaux sons qui vont accompagner l'utilisateur dans sa préhension d'un objet encore inconnu. Ce problème est d'ailleurs de plus en plus récurrent dans le cadre des voitures électriques [24] [25] [26].

La composition spécifique et inédite de la chaudière hybride pose un défi en termes de qualité sonore de part la présence de la pompe à chaleur, connue pour être une source sonore importante.

L'objectif de ce chapitre est de tenter de traduire les impressions sonores perçues par les utilisateurs de cet appareil à l'aide d'un modèle à partir d'indicateurs objectifs quantifiables. Cette démarche a déjà été entreprise dans le domaine automobile [27] [28] [29] mais aussi dans celui des appareils électroménagers [30]. Une étude du CETIAT a déjà porté sur la qualité sonore de chaudières au gaz [31]. Le modèle de perception défini n'est pas transposable à la chaudière hybride à cause de sa composition particulière, comportant des sources de nature différente et plus bruyantes.

4.1. RAPPELS

4.1.1. PRESENTATION DE LA DEMARCHE QUALITE SONORE

La démarche « qualité sonore » ne consiste pas en la réduction pure et simple du niveau sonore d'un produit (cf. §4.2.9) mais elle s'attache à façonner une certaine « esthétique » sonore tout en préservant les informations dont sont porteurs les bruits de l'objet. Cette esthétique prend pour base la cible sonore qui correspond à l'esquisse de l'image sonore attendue, déterminée en fonction de l'opinion de l'utilisateur. Elle essaie de sculpter ensuite une signature acoustique en adéquation avec l'attente de l'utilisateur.

Bien évidemment, cette démarche doit prendre place dès l'étape de conception du produit, sans attendre le prototype, ou pire le produit fini, pour éviter les reconceptions tardives, ou impossibles.

Le cœur du problème réside dans la capacité de traduire objectivement les différentes impressions qui se dégagent des sons pour les quantifier. En pratique, un modèle de perception reliant une grandeur subjective comme l'agrément/désagrément ou la limite d'acceptation/tolérance, et les grandeurs objectives telles que les indicateurs psychoacoustiques constitue le fondement d'une étude de qualité sonore.

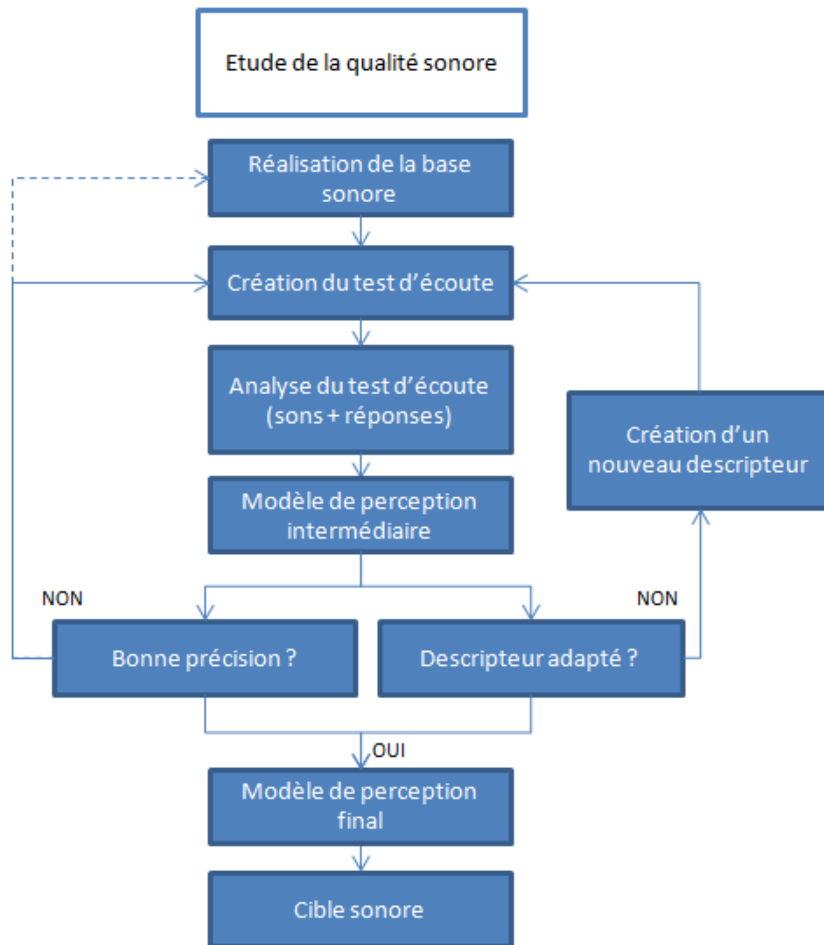


Figure 4-1 : Organigramme d'une démarche qualité sonore

La démarche (**Figure 4-1**) généralement employée est bien résumée par Otto [32] pour une application dans l'automobile mais elle n'est pas limitée à ce domaine [33]. Elle se décompose en quatre étapes principales qui sont décrites ci-dessous.

Dans un premier temps, il faut réaliser une base sonore. L'idée est de rassembler de sons réels de l'appareil étudié ou de produits similaires, complétés par des sons modifiés ou entièrement synthétiques, selon l'orientation des recherches de la cible sonore.

Ensuite vient l'étape de la création d'un test d'écoute adapté au but recherché. Le choix des échantillons de sons est important car il définit l'espace de recherche de la cible sonore. Le choix du type de test est défini en fonction de l'objectif de l'étude. Il faut savoir ce que l'on cherche à mesurer dès le début, et construire le test en conséquence.

La troisième étape consiste en la planification et la construction des essais. Le choix du type de sujets et de l'environnement de l'expérimentation, les conditions de passage du test, l'accueil et la mise en conditions des sujets influent sur les résultats.

La collecte et l'analyse des résultats recueillis permettent de tirer les conclusions ou de réorienter et d'affiner les résultats en mettant en place d'autres tests, si la précision du modèle de prévision n'est pas satisfaisante.

4.1.2. INDICATEURS PSYCHOACOUSTIQUES

Le niveau sonore exprimé en décibels n'est pas capable de décrire toutes les subtilités d'un son, aussi, des indicateurs psychoacoustiques ont été développés. L'objet de ces indicateurs est de représenter certaines caractéristiques sonores élémentaires : niveau sonore, équilibre fréquentiel, régularité temporelle, etc. Ils résultent majoritairement des travaux de psychoacousticiens tels qu'Eberhardt Zwicker, dont l'ouvrage [34] (actualisé par Hugo Fastl) sert de référence et résume une partie conséquente des travaux. Le domaine dans lequel ses indicateurs ont été développés est celui de la musique mais leur emploi s'est élargi à tous les domaines. Nous allons ici, sans entrer dans les détails, présenter les indicateurs que nous avons utilisés.

4.1.2.1. SONIE

Par définition, la sonie est la grandeur quantifiant l'intensité subjective d'un son, autrement dit, elle correspond à la sensation de force sonore [35]. Elle prend en compte le phénomène de masquage fréquentiel, qui est lié principalement au comportement mécanique de la membrane basilaire. Certaines composantes du spectre peuvent aussi ne pas participer à la sensation de niveau. Ces phénomènes de masquage ont conduit Zwicker [34] à proposer une approche modélisant l'action du système auditif périphérique comme un banc de filtres passe-bande. Il en découle une subdivision de la plage de fréquence audible en 24 bandes, appelées bandes critiques, dont l'unité est le bark (du nom du psychoacousticien allemand Barkhausen).

De nombreuses approximations existent pour convertir une fréquence f , exprimée en hertz, en bark. On peut citer les relations proposées par Traunmüller [36] et par Zwicker & Terhardt [37], données respectivement par les équations (1) et (2) et dont l'allure est tracée sur la **Figure 4-2**.

$$bark = \left(\frac{26,81 \times f}{1960 + f} \right) - 0,53 \quad (1)$$

$$bark = 13 \arctan(0,00076 \times f) + 3,5 \arctan\left(\left(\frac{f}{7500}\right)^2\right) \quad (2)$$

Par définition, 1 sone correspond à un son de fréquence 1000 Hz et de pression acoustique 40 dB [34].

Un algorithme proposé par Zwicker, normalisé dans la norme ISO532 [38], permet de calculer la sonie spécifique, c'est-à-dire la sonie des différentes bandes critiques de 0 à 24 bark, usuellement notée $N'(z)$ et exprimée en sones/bark.

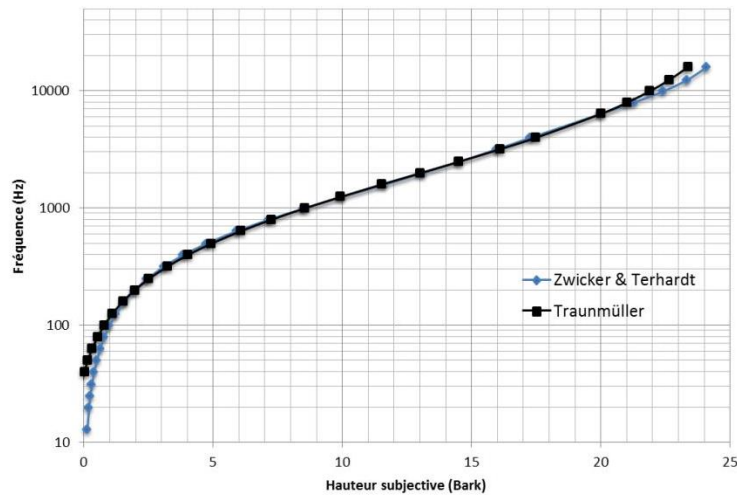


Figure 4-2 : Hauteur subjective sonore

Après calcul des sonies spécifiques, on obtient la sonie globale par l'intégrale entre les bandes extrêmes (0 et 24 bark) :

$$N = \int_0^{24} N'(z) dz \quad (3)$$

Par la suite, Zwicker a modifié l'algorithme de calcul de sonie pour l'adapter aux sons instationnaires [34]. Dans ce cas, d'autres phénomènes interviennent, en particulier :

- l'intégration temporelle (la sonie augmente avec la durée du signal tant que celle-ci n'atteint pas une centaine de millisecondes) ;
- le fait que, pour des signaux lentement modulés en amplitude (la fréquence de modulation étant inférieure à 10 Hz), la sensation de niveau est plus liée au niveau maximal qu'au niveau moyen du signal ;
- le masquage temporel (un son peut diminuer le niveau subjectif d'un second son survenant quelques centièmes de seconde après l'arrêt du premier).

La sonie est donc une fonction du niveau acoustique, dépendant aussi de la composition spectrale, des variations temporelles, et de la durée du signal.

4.1.2.2. ACUITE

Cet indicateur perceptif quantifie le caractère aigu d'un son. Il est donné par une intégration pondérée du diagramme de sonie spécifique, avec une amplification de la contribution des bandes critiques élevées. La première formulation a été proposée par Von Bismarck et utilise la relation (4) citée par [39].

$$S = 0,11 \frac{\int_0^{24} N'(z) \times g(z) \times z dz}{N} \quad (4)$$

Avec S : acuité en acums ;

$N'(z)$: sonie spécifique en sones/bark ;

N : sonie totale en sones ;

$g(z)$: fonction de pondération de l'acuité.

Par la suite, Aures a proposé une expression plus évoluée (5) en rendant cette fois l'acuité dépendante de la sonie, reprise dans [39] :

$$S = 0,11 \frac{\int_0^{24} N'(z) \times g(z) \times z dz}{\ln\left(\frac{N + 20}{20}\right)} \quad (5)$$

Les allures des pondérations $g(z)$ sont représentées sur la **Figure 4-3**. On remarque qu'elles sont effectives pour des bandes critiques supérieures à une dizaine de barks, soit environ 1200 Hz.

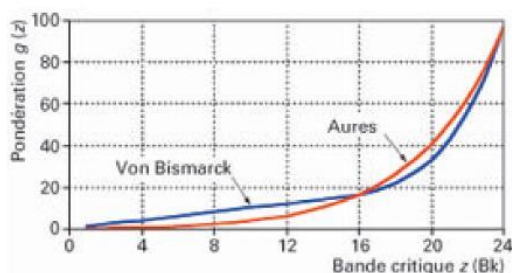


Figure 4-3 : Pondérations $g(z)$ selon Von Bismarck et Aurès

4.1.2.3. CENTRE DE GRAVITE SPECTRAL

Parizet [40] a montré que, dans certains cas tels que les bruits intérieurs de TGV, l'acuité reflète mal les différences entre deux sons quand ils se situent dans les basses fréquences. Il a proposé un descripteur plus adapté pour ce type de sons, le centre de gravité spectral, défini par :

$$CGS = \frac{\sum_i A_i f_i}{\sum_i A_i} \quad (6)$$

Avec CGS : centre de gravité spectral en Hz ou barks ;

f_i : fréquence en Hz ou barks ;

A_i : valeur de l'autospectre à cette fréquence.

4.1.2.4. FORCE DE FLUCTUATION / RUGOSITE

Un son peut donner une impression d'irrégularité ou d'oscillation qui peut être évaluée avec deux grandeurs psychoacoustiques : la rugosité si la fréquence des motifs est supérieure à 20 Hz et la force de fluctuation dans les autres cas. Ces deux sensations reflètent les variations régulières temporelles qui sont issues de modulations en amplitude ou en fréquence. La terminologie employée dépend de la fréquence de ces variations.

FORCE DE FLUCTUATION

La force de fluctuation est caractéristique d'un son modulé par une fréquence basse, inférieure à une vingtaine de hertz. Le système auditif pourra alors suivre les variations de niveau du son.

Des analyses perceptives de ces sensations [34] ont montré que la force de fluctuation est maximale pour une fréquence de modulation d'amplitude de 4 Hz. Par définition, un son pur de 1000 Hz et d'un niveau de 60 dB modulé en amplitude avec un taux de 100% et une fréquence de 4 Hz a une force de fluctuation égale à 1 vacil. Le modèle proposé par Zwicker [34] est le suivant :

$$F = 0,008 \frac{\sum_{i=1}^{24} \Delta L(z_i)}{\left(\frac{f_{mod}}{4}\right) + \left(\frac{4}{f_{mod}}\right)} \quad (7)$$

Avec F : force de fluctuation en vacils ;

$\Delta L(z_i)$: écart entre les valeurs maximale et minimale de la sonie pour la bande critique d'ordre i en sones ;

f_{mod} : fréquence de modulation en Hz.

RUGOSITE

La rugosité décrit les variations temporelles avec une fréquence supérieure à une vingtaine de hertz. L'oreille ne perçoit plus les variations de niveau sonore mais le timbre du son qui a changé pour produire une impression de rugosité, proche, par exemple, du bruit d'un sifflet à roulette. L'unité de la rugosité, l'asper, est définie par le même son pur que la force de fluctuation mais avec une fréquence de modulation de 70 Hz au lieu de 4 Hz.

Des études sur la perception de cette sensation [34] ont mis en évidence que :

- la rugosité est maximale pour une fréquence de modulation entre 30 et 70 Hz ;
- elle est d'autant mieux perçue que la fréquence du son modulé est proche de 1 kHz.

Plusieurs modèles existent pour le calcul de la rugosité, on peut citer ceux proposés par Zwicker [34], Aures [41] et Sottek [42] [43].

De façon similaire au modèle de la force de fluctuation (équation (7)), le point de départ est le calcul de la sonie. Si ces modèles reproduisent correctement la rugosité de sons artificiels, pour lesquels ces études ont été menées, les résultats seraient moins concluants pour les sons réels [40], auquel cas il serait plus pertinent et plus simple de calculer le spectre de modulation (à partir d'une transformation de Fourier de l'enveloppe) et d'observer la présence d'une raie marquée à une fréquence comprise entre 30 et 100 Hz.

4.1.2.5. DESCRIPTEURS RELATIFS A L'EMERGENCE

FREQUENTIELLE : TNR, PR ET TONALITE

Ces indicateurs permettent d'évaluer l'aspect tonal d'un son, attribué à une ou plusieurs émergences spectrales.

Le tone-to-noise ratio (TNR), défini par les normes ECMA-074 [44] et ANSI S1.13 [45], détecte l'émergence principale du spectre (si elle existe) et fait le rapport entre le niveau de cette émergence et celle de la bande critique centrée autour de la fréquence de l'émergence.

Le calcul du Prominence Ratio (PR), fixé lui-aussi par la norme ECMA-074 [44], utilise le rapport entre le niveau de la bande critique centrée autour de l'émergence et le niveau des deux bandes critiques qui l'entourent.

Le TNR et le PR ne sont pas appropriés pour des sons présentant de multiples émergences. Aures [41] définit la tonalité avec un modèle plus complexe (équation (8)) qui prend en compte cette éventuelle multiplicité des émergences et les phénomènes de masquage qui modifient la contribution de chacune d'elles.

$$K = C \cdot W_t^{0.29} \cdot W_r^{0.79} \quad (8)$$

Avec K : tonalité [sans dimension] ;

C : facteur de calibration donnant une tonalité égale à 1 pour un son pur à 1000 Hz de 60 dB ;

W_t : fonction de pondération décrivant les effets de masque et les seuils d'audition ;

W_r : fonction de pondération décrivant la fonction de sonie totale due aux composantes tonales.

La tonalité a la capacité d'indiquer la présence plus ou moins marquée de composantes tonales dans un bruit. Un bruit à large bande aura une tonalité très faible, à l'opposé d'un son présentant quelques raies prononcées dans le spectre, souvent non apprécié [46].

4.1.3. TYPES DE TESTS SENSORIELS

De nombreuses méthodes de test existent dans le domaine sensoriel. Généralement issues de recherches fondamentales en psychophysique [47], elles sont employées dans beaucoup de domaines, notamment dans celui de l'agroalimentaire [48]. La complexité de leur mise en œuvre ainsi que les résultats qu'elles fournissent peuvent être très différents.

Le type de test doit être choisi selon l'objectif recherché, le nombre d'échantillons sonores et les contraintes de temps. Certains sont plus adaptés pour trouver un seuil, d'autres permettent un classement d'individus qui peut être relatif. Une notion de distance peut être établie. Nous allons voir les spécificités des tests généralement employés.

On peut distinguer trois catégories. Les tests discriminatifs visent à établir l'existence ou non d'une différence entre des individus. Celle-ci est caractérisée par les tests descriptifs. Alors que les tests discriminatifs et descriptifs objectivent la perception, les tests hédoniques s'attachent à identifier les paramètres qui sont en rapport avec le plaisir. L'objectif de notre étude conduit à nous intéresser plus particulièrement à ces derniers, qui sont présentés dans les paragraphes ci-dessous.

4.1.3.1. EVALUATION ABSOLUE

L'auditeur doit, pour ce type de test, s'exprimer sur un caractère sonore défini pour un ensemble d'échantillons sonores présentés successivement. La réponse de l'auditeur peut être donnée sur une échelle continue comportant des labels extrêmes (par exemple « pas du tout agréable » et « extrêmement agréable ») ou sur une échelle discrète présentant différents niveaux intermédiaires.

Pour chaque échantillon, les évaluations de l'ensemble des auditeurs sont converties en valeurs numériques dont on peut calculer la valeur moyenne et l'incertitude. Des méthodes d'analyse de variance permettent alors de déterminer l'influence des différences entre les valeurs moyennes de chaque son.

4.1.3.2. COMPARAISON PAR PAIRES

Cette méthode consiste à répéter successivement l'écoute de sons groupés deux par deux, suivie de l'expression de la préférence de l'auditeur selon un critère défini.

L'analyse la plus intuitive consiste à relever, pour chaque son, le nombre de fois où il a été préféré aux autres. Des analyses plus complexes permettent d'accéder à une représentation de l'espace perceptif des auditeurs pour ces échantillons [39].

L'avantage de cette méthode réside dans une plus grande facilité pour un auditeur à comparer deux stimuli et à indiquer celui qu'il préfère plutôt que d'évaluer séparément chacun d'eux. La raison en est la mauvaise fiabilité de la mémoire auditive à moyen et long terme, ce qui est d'autant plus vrai pour un auditeur non entraîné.

L'inconvénient est le nombre de paires qui croît très rapidement avec le nombre de sons à comparer. Pour un test à N sons, le nombre de paires s'élève à $N(N - 1)/2$.

4.1.3.3. EVALUATION COMPAREE

Cette méthode [49] [50] est à mi-chemin entre l'évaluation absolue et la comparaison par paires. La tâche de l'auditeur est d'évaluer les sons présentés ensemble selon un critère défini. Il peut écouter un son puis donner une note aussi librement qu'il le souhaite, sans contrainte de temps, d'ordre et de répétition, avant de soumettre sa réponse uniquement après l'évaluation de tous les sons.

Ce test combine les avantages des deux précédents. Il donne de meilleurs résultats que l'évaluation absolue, car les sons peuvent être comparés entre eux, et de durer moins longtemps que les comparaisons par paires, car toutes les paires ne sont pas nécessaires à la prise de décision lorsque tous les sons sont à disposition. En effet, il a été constaté [51] que pour l'évaluation absolue, les résultats étaient légèrement modifiés au fur et à mesure que les auditeurs s'habituèrent aux sons. Cette méthode a également été employée au **LMVA** dans l'étude du bruit de grailonnement dans les boîtes de vitesses automobiles [52] tandis que le CETIAT l'a utilisée dans le but de modéliser la qualité sonore d'une chaudière murale à gaz [31].

4.2. PERCEPTION SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE PAR RAPPORT AUX CHAUDIERES AU GAZ

Dans un premier temps, les bruits de la chaudière hybride sont comparés à ceux des chaudières au gaz.

4.2.1. OBJECTIF

L'objectif de ce premier test est de comparer les bruits de la chaudière hybride à ceux de chaudières gaz à condensation, considérés comme bruits de référence car les utilisateurs y sont déjà habitués.

Toutes nos études de qualité sonore ne porteront que sur les bruits stationnaires car ce sont les plus présents.

4.2.2. CONSTITUTION DE LA BASE SONORE

La première étape de la démarche de qualité sonore est de recueillir le matériel sonore nécessaire pour la réalisation des tests perceptifs. La base sonore peut être complétée au fur et à mesure de l'avancement de l'étude et des éventuels changements d'orientation.

Même si les études abordées dans cette thèse sont limitées aux sons stationnaires, d'autres tests perceptifs et d'autres analyses pourraient être menés sur les bruits instationnaires. C'est pourquoi des enregistrements ont été effectués pour chaque configuration d'appareil. Ils doivent être représentatifs de toutes les phases de fonctionnement existantes pour ces produits. Le but est de disposer de tout le matériel sonore nécessaire à l'évaluation des bruits d'appareil, qu'ils soient stationnaires ou instationnaires.

Une étude similaire précédemment réalisée montre qu'une durée d'écoute supérieure à 5 secondes d'un échantillon de son est nécessaire à un auditeur afin qu'il puisse évaluer correctement le son [31]. La durée retenue pour les présents tests est celle employée lors de précédents tests psychoacoustiques menés au **LMVA** [53] et correspond à 7 secondes. Elle a été choisie afin de ne pas engendrer une trop grande fatigue auditive liée à l'écoute successive des échantillons.

4.2.2.1. MATERIEL ET EMPLACEMENT DU MICROPHONE

L'enregistrement des sons de chaudières hybrides et gaz à condensation est effectué sur un enregistreur audio numérique Sony TCD-D8 (DAT) au sein de la chambre semi-anéchoïque du site de Drancy, pour trois positions de microphone :

- centre : 1 m de la face avant, centrée, 1,5 m du sol ;
- droite : 0,5 m de la face côté chaudière, centrée, 1,5 m du sol ;
- gauche : 0,5 m de la face côté PAC, centrée, 1,5 m du sol.

4.2.2.2. CONFIGURATION DES MODELES ENREGISTRES

Cinq configurations de l'appareil hybride ont fait l'objet d'un enregistrement. Les différences de compositions portent uniquement sur la partie pompe à chaleur et sont listées ci-dessous.

- V1 : *Mégalis Condens Hybride* actuellement produite ;
- V2 : nouveau ventilateur, coque polypropylène sans ouverture d'aération et nouvel évaporateur ;
- V3 : nouveaux plots anti-vibratiles, bandes EPDM (caoutchouc cellulaire) montant mural, gauche, droite et habillage et chevilles élastomères ;
- V4 : nouveau ventilateur, coque polypropylène sans ouvertures d'aération, nouveaux plots anti-vibratiles, bande EPDM montant mural, gauche, droite et habillage, nouvel évaporateur et chevilles élastomères ;
- V5 : nouveau ventilateur, coque polypropylène sans ouvertures d'aération, nouveaux plots anti-vibratiles, bande EPDM montant mural gauche, droite et habillage, chevilles élastomères, nouvel évaporateur et ventilateur extérieur.

Ces configurations sont résumées dans le **Tableau 4-1**.

Tableau 4-1 : Synthèse des configurations enregistrées

	Ventilateur V2	Coque V2	Silent blocs V2	Bandes EPDM	Chevilles élastomères	Evaporateur V2	Ventilateur délocalisé
V1							
V2	■	■				■	
V3			■	■	■		
V4	■	■	■	■	■		
V5	■	■	■	■	■		■

La version V1 a été enregistrée en fonctionnement au gaz (partie chaudière) pour un brûleur réglé à 10% (Pmin) et à 100% (Pmax) de sa puissance maximale. Le modèle *Egalis Condens* d'**e.i.m. leblanc**, chaudière gaz à condensation, a été enregistré dans les mêmes conditions. Comme ce mode de fonctionnement (gaz) n'est problématique ni en terme de niveau de puissance acoustique (environ

33 dB(A)) ni, a priori, en terme de qualité sonore, il n'a pas été jugé nécessaire d'effectuer d'enregistrements supplémentaires en mode gaz sur d'autres appareils.

Les configurations V2 à V4 ont toutes été enregistrées en mode PAC seule pour des vitesses de ventilation de 1100 tr/min (Vmin) et de 2600 tr/min (Vmax), correspondant aux valeurs de consignes minimales et maximales. Le fonctionnement en mode hybride, demandant des conditions particulières (**Tableau 1-1**), ne peut pas être atteint sur le banc d'essais de la chambre semi-anéchoïque. Nous ne disposons pas d'enregistrements pour ce mode. Cependant, la différence avec les sons en mode PAC seule n'est pas significative puisque le niveau de la chaudière gaz est bien inférieur à celui de la PAC.

La configuration V5 a été enregistrée pour une vitesse de 2600 tr/min uniquement, la vitesse du ventilateur n'influant plus de manière significative sur le bruit de l'appareil une fois le ventilateur déporté à l'extérieur.

La combinaison de ces différents modèles d'appareil et de ces conditions de fonctionnement forme au total un ensemble de 45 configurations.

4.2.2.3. CREATION DE LA BASE SONORE

La base sonore contient la totalité des 45 enregistrements au format WAV, codés en Pulse Coded Modulation (PCM) sur 16 bits à 44,1 kHz, couvrant chacun l'intégralité des phases de fonctionnement des appareils (démarrage, régime stationnaire, arrêt).

Pour les configurations impliquant le mode PAC seule, les phases de fonctionnement de l'appareil peuvent être distinguées par l'écoute des prises de sons dans leur intégralité. La **Figure 4-4** représente le signal sonore mesuré du côté de la chaudière pour la configuration V3 en mode PAC seule à vitesse minimale sur toutes ses phases de fonctionnement, du démarrage à l'arrêt.

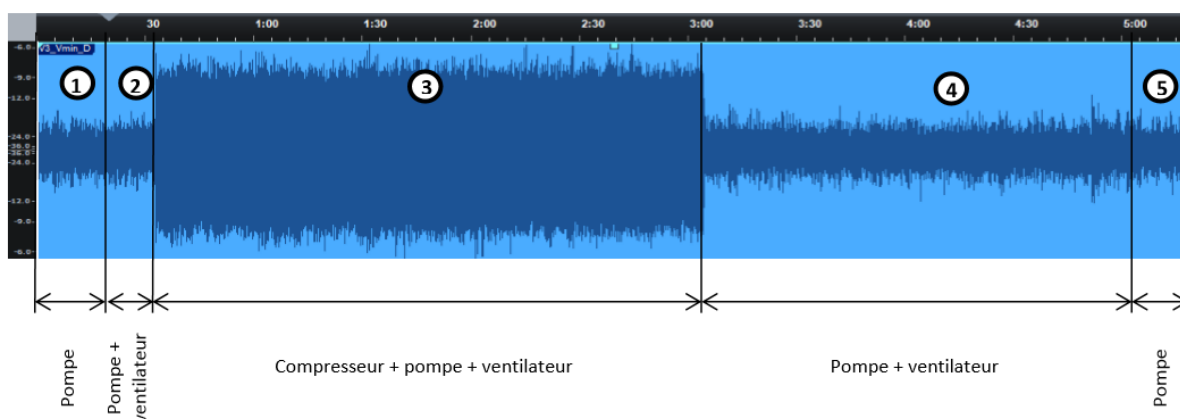


Figure 4-4 : Pression acoustique en fonction des phases de fonctionnement depuis le démarrage jusqu'à l'arrêt de la partie PAC de la chaudière hybride pour la configuration V3 à Vmin

Les phases de fonctionnement sont décrites ci-dessous.

1. Une consigne sur le chauffage déclenche la mise en marche du système de chauffe (côté PAC). Les paramètres de la chaudière hybride sont réglés de telle sorte que l'utilisation de la PAC est favorisée par rapport à la chaudière au gaz. La pompe (circulateur) est mise en action pendant 15 secondes, temps durant lequel les conditions opérationnelles de la PAC sont vérifiées (estimation de la température de retour au démarrage de la PAC conduisant au calcul d'un COP prévisionnel autorisant le fonctionnement de la PAC). Si ces derniers points sont validés, l'ordre de démarrage de la PAC est donné, traduit par le démarrage du ventilateur.
2. La vitesse du ventilateur augmente progressivement jusqu'à atteindre sa consigne.
3. Lorsque le ventilateur arrive en régime, le compresseur démarre. Le régime stationnaire est établi. Après une certaine durée, la consigne sur le chauffage est arrêtée. La phase de fonctionnement de la PAC ne s'interrompt pas immédiatement pour permettre d'équilibrer les pressions et d'éviter une surcharge trop importante dans la boucle frigorifique lors du prochain démarrage.
4. Le compresseur cesse de fonctionner au bout de plusieurs minutes après l'arrêt de la consigne. Le ventilateur continue de tourner pendant encore deux minutes.
5. La PAC est ensuite bloquée pendant un anti court cycle d'arrêt de 5 min pour permettre l'équilibrage en pression du circuit frigorifique et un prochain démarrage dans de bonnes conditions.

4.2.3. ELABORATION DU TEST PERCEPTIF

Les choix qui aboutissent au test d'écoute sont expliqués dans les paragraphes suivants. Le type de test, les échantillons présentés ainsi que l'ergonomie de l'interface sont discutés.

4.2.3.1. CHOIX DU TYPE DE TEST

L'évaluation comparée est le type de test le plus adapté car il permet de comparer tous les sons entre eux si nécessaire, et une distance entre les sons peut être calculée grâce à la notation.

Il autorise aussi une évaluation d'un plus grand nombre d'échantillons pour une durée de test fixée. De plus, il est plus rapide qu'une comparaison par paires, tout en fournissant des résultats de meilleure précision que l'évaluation absolue.

Nous imposerons à l'auditeur d'attribuer au moins une fois les notes extrêmes (0 et 10) afin d'utiliser toute l'échelle de notation, l'objectif étant de normaliser la taille de l'échelle car tous les auditeurs n'ont pas la même compréhension des valeurs extrêmes.

4.2.3.2. CHOIX DES ECHANTILLONS

Le nombre élevé des configurations et des positions d'enregistrement, donnant des enregistrements sonores clairement différents les uns des autres, d'une part, et l'impossibilité de garder la totalité des 45 enregistrements, d'autre part, imposent une sélection.

Un échantillon enregistré en position centrale pour chaque version de l'appareil hybride, ainsi que pour la chaudière à condensation de l'*Egalis Condens*, est conservé, car il est plus fréquent d'entendre la chaudière de face que de côté, et ce, dans les deux puissances et vitesses de ventilateur disponibles. Sur la base de cette sélection comptant quinze sons, il a été décidé d'enrichir la palette sonore du test perceptif avec les enregistrements les plus représentatifs parmi ceux côté chaudière (droite) et côté PAC (gauche) pour obtenir un balayage complet de toutes les positions et configurations. Le **Tableau 4-2** résume la sélection.

Cela fait un total de 20 sons auxquels on ajoute un son répété pour tester la fiabilité de l'auditeur.

Tableau 4-2 : Choix des échantillons du test sur les sons de chaudières hybrides et au gaz

	Ventilateur V2	Coque V2	Silent blocs V2	Bandes EPDM	Chevilles élastomères	Evaporateur V2	Ventilateur délocalisé						
V1								V1_Pmax_C	V1_Pmin_D	V1_Vmax_C	V1_Vmin_C		4
V2								V2_Vmax_C	V2_Vmin_G	V2_Vmax_D			3
V3								V3_Vmax_C	V3_Vmin_C	V3_Vmin_G	V3_Vmax_D		4
V4								V4_Vmax_C	V4_Vmin_C	V4_Vmin_D	V4_Vmin_G		4
V5								V5_Vmax_C	V5_Vmax_D	V5_Vmax_G			3
C	Mégalis condens							C_Pmax_C	C_Pmin_G				2
Sélection													

Total	20+1
Durée	00:14:30

La durée totale théorique estimée du test est calculée à partir des hypothèses du **Tableau 4-3**.

Tableau 4-3 : Hypothèses de calcul fixées pour l'estimation de la durée du test

Paramètres du test	
Durée des échantillons (s)	7
Temps de réponse (s)	2
Temps de latence (s)	1
Ré-écoute	3
Lecture consigne (s)	30
Test fiabilité auditeur	Oui

Dans la pratique, les auditeurs n'écoutant que rarement les échantillons dans leur intégralité (à l'exception de la première écoute), le test dure entre 8 et 10 minutes. Ce temps n'est pas trop long et évite une perte d'attention de l'auditeur qui biaiserait les résultats.

4.2.3.3. ENVIRONNEMENT DE L'EXPERIMENTATION

Le test est mis à disposition en ligne, sous condition de connaître l'adresse du site pour y accéder. Le site n'est pas rendu public pour des raisons de confidentialité.

Les sujets ont ainsi la possibilité de passer le test chez eux ou sur leur lieu de travail. Dans ce cas, le moyen d'écoute, renseigné par le sujet avant chaque début de test, peut être soit des haut-parleurs, soit un casque. Des tests sont aussi réalisés dans la chambre semi-anéchoïque du **LMVA**, dont l'environnement d'écoute est contrôlé, pour déterminer s'il y a une influence du lieu et du moyen

d'écoute sur la notation. Le niveau sonore ne peut pas être contrôlé pour les tests réalisés hors de la chambre semi-anéchoïque, ce qui peut constituer aussi une variable sur la notation.

4.2.4. CONDUITE DES TESTS

Le concept de qualité sonore s'attache à l'adéquation entre utilisateurs et produits afin de concevoir un objet acoustiquement conforme aux attentes du client. Le public idéal ciblé pour les tests perceptifs est donc constitué des clients d'**e.i.m. leblanc** actuels et potentiels, susceptibles d'acquérir le produit. La base de données regroupant les contacts des clients constitue une liste de sujets susceptibles d'effectuer le test mais, pour des raisons liées aux réglementations encadrant l'emploi de ces contacts (finalité du test sortant du cadre des conditions prévues), la diffusion du test auprès des clients d'**e.i.m. leblanc** n'est pas possible. Elle s'effectuera donc en interne, avec la participation des salariés d'**e.i.m. leblanc**, des collaborateurs du consortium et des personnels et élèves des **Arts et Métiers ParisTech**.

La première page du site sert à recueillir des informations sur le sujet telles que l'âge, le sexe, la catégorie socio-professionnelle et le moyen d'écoute.

Le test débute, sur la page montrée sur la **Figure 4-5**, par la consigne, puis les boutons de lecture des sons et sa barre de notation allant de 0 à 10 sont affichés les uns à la suite des autres.

e.i.m. leblanc

Consigne

Ce test a pour but d'évaluer la gêne occasionnée par le bruit d'une chaudière.

Il vous est demandé d'attribuer une note à chaque son.

Vous pourrez pour cela écouter les sons autant que vous le souhaitez.

Pour écouter un son, il suffit de cliquer sur l'icône ► correspondante.

Nous vous demandons d'utiliser toute l'échelle (de 0 à 10).

Pour attribuer la note 0, assurez-vous de bien cliquer sur la case correspondante.

Moins agréable → Plus agréable

1 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

2 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

3 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

4 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

5 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10

Figure 4-5 : Page internet du test d'écoute sur la perception des bruits de chaudières hybrides comparée à celle des sons de chaudières au gaz

L'interface graphique est constituée d'icônes sur lesquelles le sujet doit cliquer pour entendre l'extrait sonore choisi. Il doit ensuite noter entre 0 et 10 l'agrément ressenti. Les sons peuvent être écoutés dans n'importe quel ordre et autant de fois que nécessaire. Les notes peuvent être modifiées tant que les résultats ne sont pas validés.

Une fois que le sujet a noté tous les sons et considère que ses réponses sont satisfaisantes, il soumet les résultats à l'aide du bouton en bas de page.

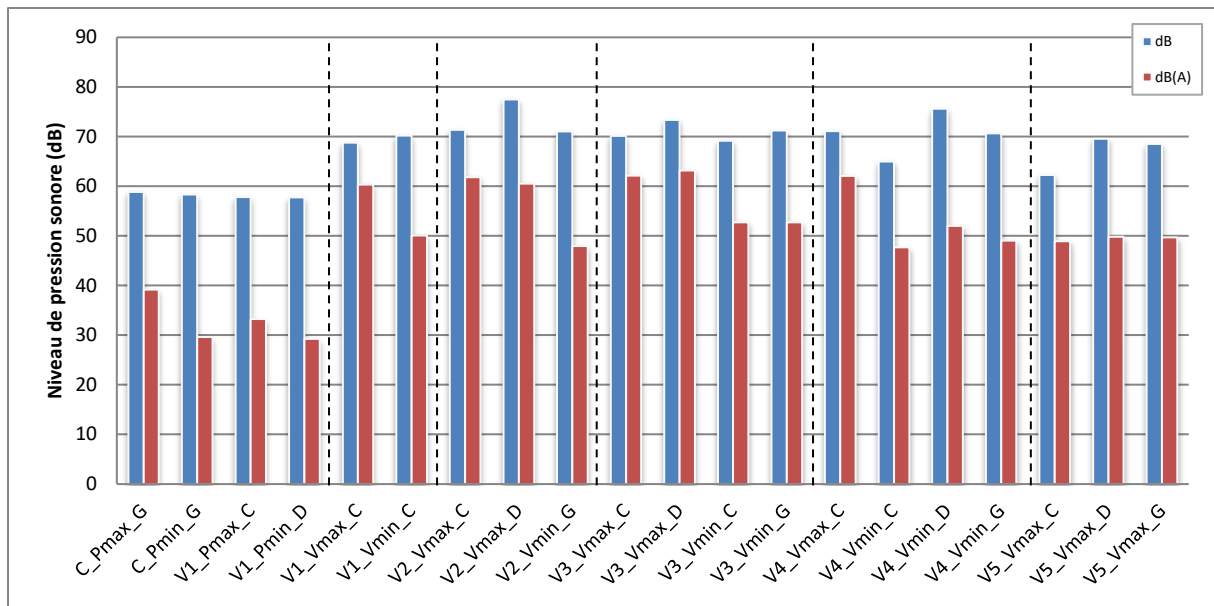
4.2.5. CARACTERISATION DES ECHANTILLONS DE SON A L'AIDE D'INDICATEURS PSYCHOACOUSTIQUES

Le tableau rappelant les différences de composition des configurations apparaît en dessous des graphiques pour une meilleure compréhension des résultats.

4.2.5.1. PRESSION ACOUSTIQUE

Bien que le niveau de pression acoustique ne soit pas à proprement parler un indicateur psychoacoustique, nous étudierons la corrélation de cette donnée avec les notes issues des tests d'écoute. La **Figure 4-6** donne le niveau de pression acoustique linéaire et pondéré A pour chaque échantillon de son présenté dans le test.

C'est le niveau qui est restitué dans la salle semi-anéchoïque du **LMVA**, il correspond au niveau réel. Pour les tests en ligne, le gain de la chaîne d'acquisition (haut-parleur ou casque) peut traduire ce niveau, de manière identique pour tous les sons.



Chaudière gaz						
Ventilateur V2						
Coque V2						
Plots V2						
Bande EPDM						
Chevilles élasto.						
Evaporateur V2						
Vent. délocalisé						

Figure 4-6 : Niveaux de pression sonore en fonction des configurations

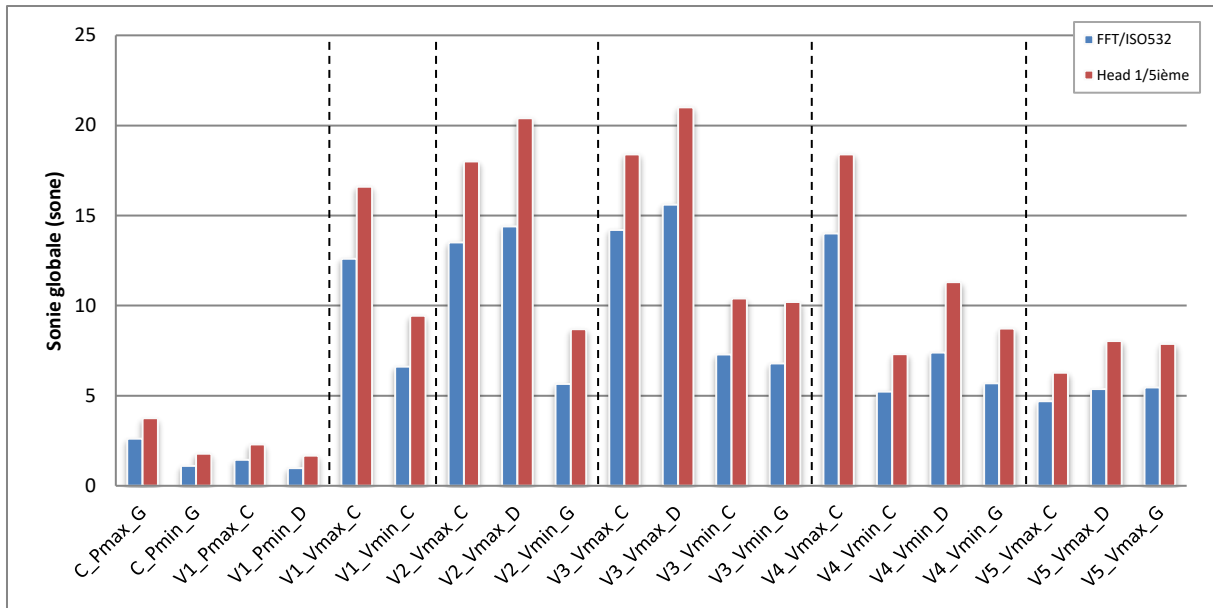
On distingue trois groupes de niveau de pression acoustique.

Les niveaux de pression les plus faibles concernent, comme attendu, les modes de fonctionnement au gaz avec le modèle *Egalis Condens* et l'appareil hybride en fonctionnement au gaz uniquement.

À l'opposé, les sons de PAC fonctionnant à régime maximal ont les niveaux les plus élevés, à l'exception de la version V5, dotée d'un ventilateur extérieur, affichant un niveau de pression significativement réduit. Les sons de celle-ci sont d'ailleurs semblables à ceux de PAC enregistrés à vitesse minimale, dont le niveau de pression est situé entre les sons d'appareils en mode gaz et ceux des PAC à régime maximal.

4.2.5.2. SONIE

La **Figure 4-7** montre la sonie calculée pour chaque échantillon de son présenté dans le test par deux méthodes différentes (ISO532 et la méthode spécifique à ArtemiS de HEAD Acoustics).



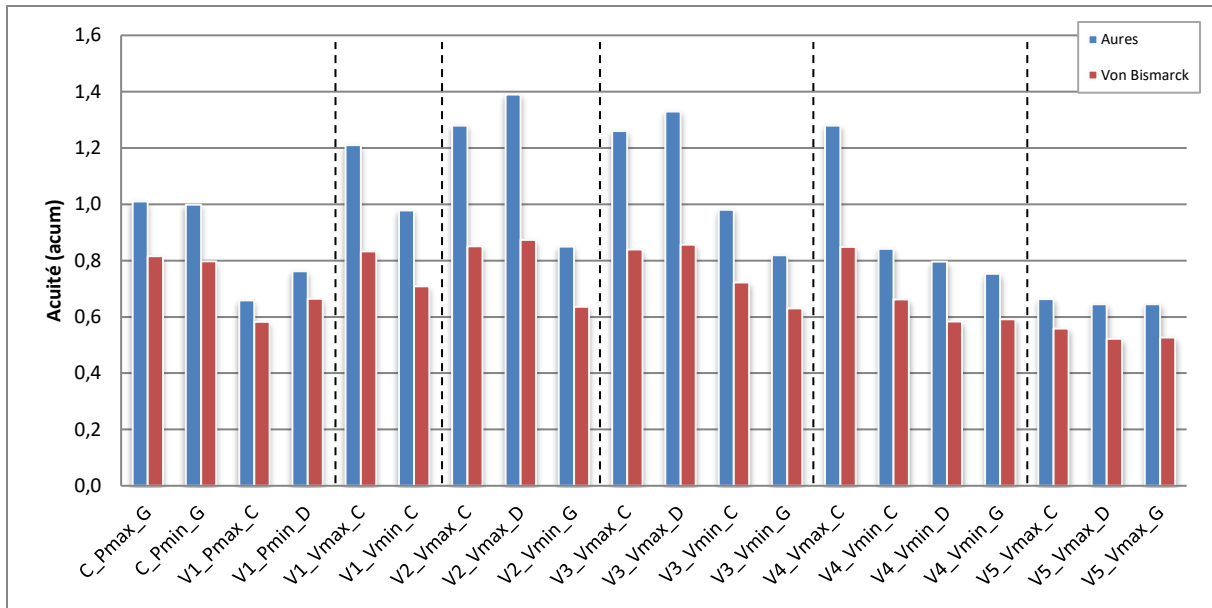
Chaudière gaz						
Ventilateur V2						
Coque V2						
Plots V2						
Bande EPDM						
Chevilles élasto.						
Evaporateur V2						
Vent. délocalisé						

Figure 4-7 : Sonie globale en fonction des configurations

La sonie fait mieux ressortir les différences entre les configurations que le niveau de pression acoustique. Les commentaires sur le niveau de pression acoustique s’appliquent aussi ici.

4.2.5.3. ACUITE

La **Figure 4-8** affiche l’acuité pour chaque échantillon de son, calculée selon deux modèles différents : celui d’Aures et celui de Von Bismark.



Chaudière gaz					
Ventilateur V2					
Coque V2					
Plots V2					
Bande EPDM					
Cheilles élasto.					
Evaporateur V2					
Vent. délocalisé					

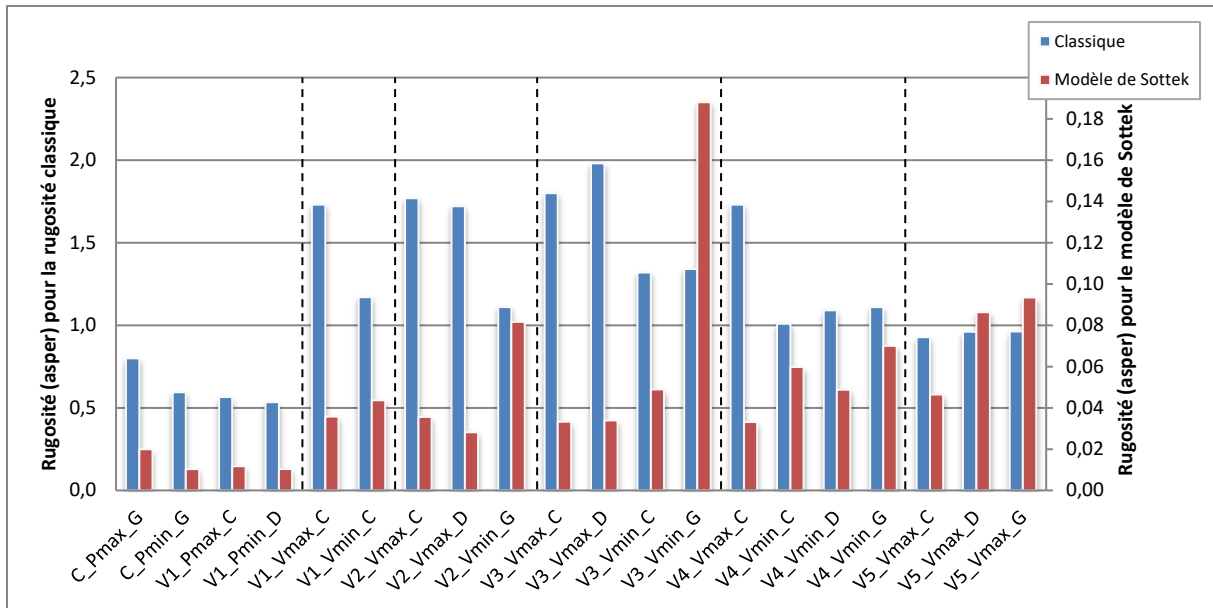
Figure 4-8 : Acuité en fonction des configurations

Les sons estimés comme les plus « aigus » ou « brillants » par cet indicateur sont ceux à la vitesse de ventilation maximale. Les acuités les plus faibles correspondent aux enregistrements réalisés sur la configuration V5, dans laquelle le ventilateur est déporté à l’extérieur. Dans une moindre mesure, les enregistrements réalisés à vitesse minimale ont aussi des acuités relativement basses. Ce descripteur est donc capable de transcrire partiellement l’influence du bruit du ventilateur sur la perception.

En ce qui concerne les sons relevant d’un fonctionnement gaz uniquement, le modèle *Egalis Condens* possède une acuité plus élevée que l’appareil hybride.

4.2.5.4. RUGOSITE

La **Figure 4-9** indique les niveaux de rugosité des échantillons présentés dans le test. Ils sont calculés par deux méthodes différentes : le modèle classique et le modèle de Sottek.



Chaudière gaz						
Ventilateur V2						
Coque V2						
Plots V2						
Bande EPDM						
Chevilles élasto.						
Evaporateur V2						
Vent. délocalisé						

Figure 4-9 : Rugosité en fonction des configurations

Les résultats issus des deux modèles de rugosité diffèrent fortement, ce qui empêche de tirer des conclusions à ce stade.

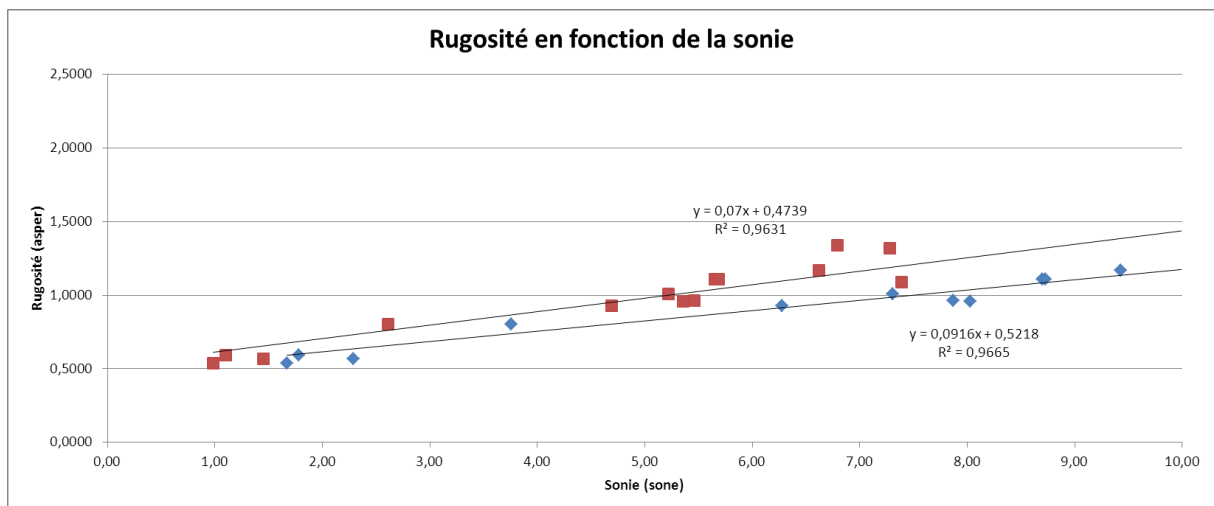


Figure 4-10 : Rugosité calculée avec l'algorithme d'Artemis (HEAD Acoustics) (Rouge) et avec la norme ISO 532 (Bleu) en fonction de la sonie

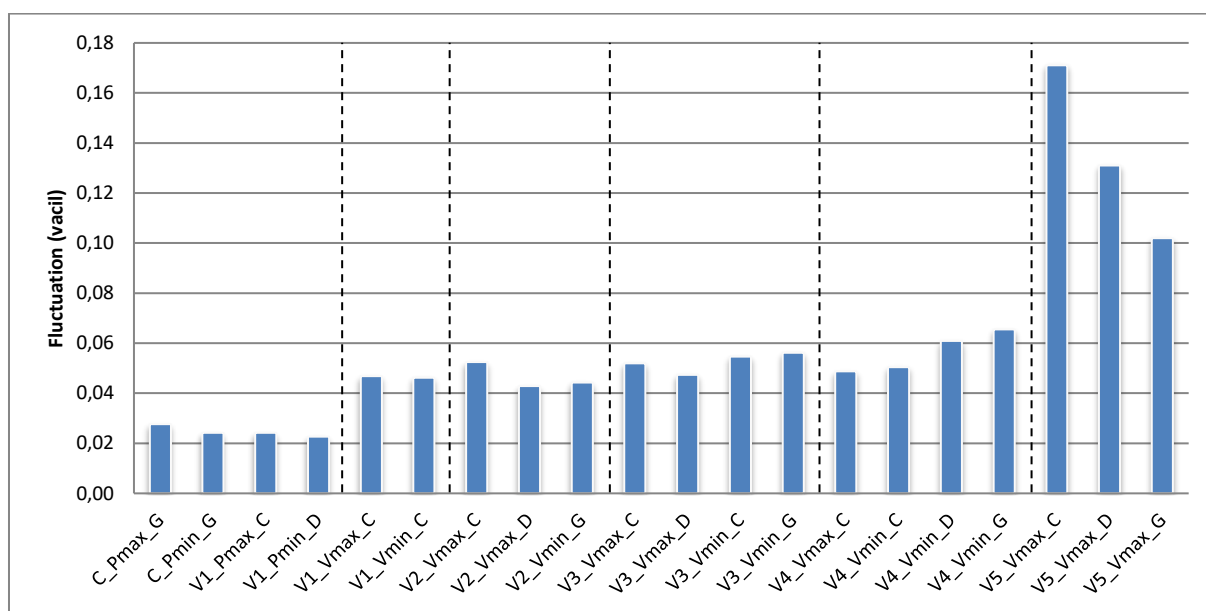
Alors que le caractère rugueux est pressenti être lié au fonctionnement du compresseur, le modèle classique ne paraît pas confirmer cette intuition, les sons enregistrés à vitesse maximale ayant une plus forte rugosité que les sons enregistrés à Vmin. Ce phénomène s'explique par la forte corrélation existant entre le modèle classique de rugosité et la sonie (**Figure 4-10**). Il faudra garder cela à l'esprit pour éviter des conclusions erronées lors de l'analyse des corrélations entre indicateurs et notes.

À l'inverse, le modèle de Sottek, non corrélé avec la sonie, semble plus adapté pour quantifier la rugosité des échantillons, attribuant de forts niveaux aux sons enregistrés à Vmin et en configuration V5, notamment en position gauche, du côté PAC, là où le son du compresseur est le plus présent.

Le son V3_Vmin_G, dont la rugosité avec ce modèle est plus de 2 fois supérieure aux autres sons enregistrés à Vmin et en position gauche, possède effectivement à l'écoute un caractère rugueux marqué.

4.2.5.5. FORCE DE FLUCTUATION

La **Figure 4-11** donne le niveau de la force de fluctuation des sons du test.



Chaudière gaz					
Ventilateur V2					
Coque V2					
Plots V2					
Bande EPDM					
Chevilles élasto.					
Evaporateur V2					
Vent. délocalisé					

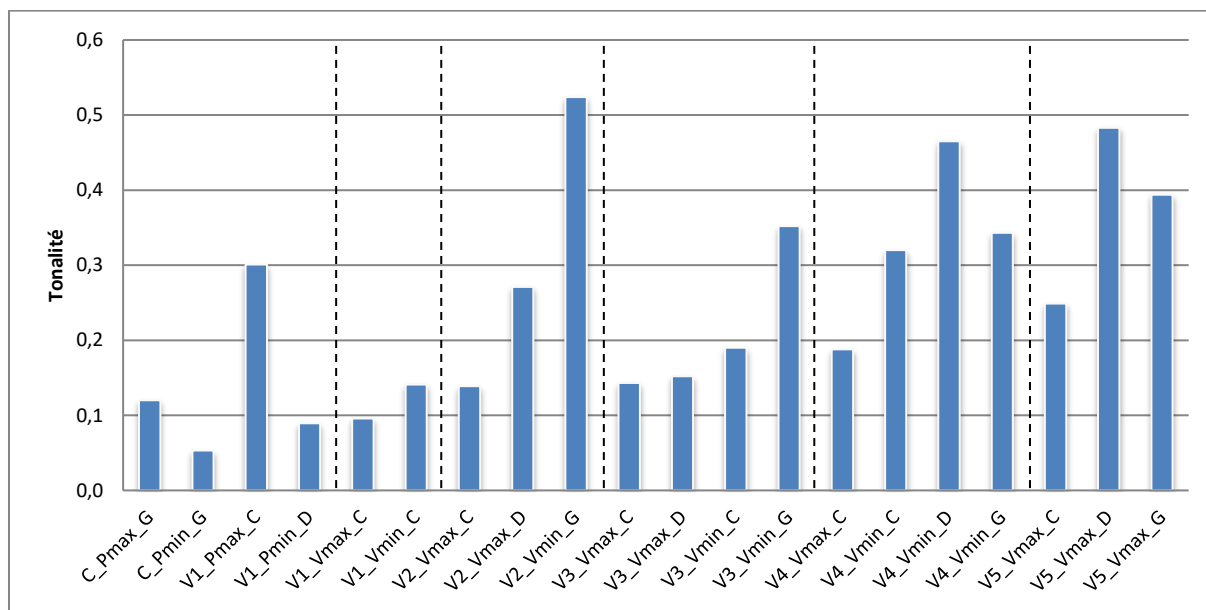
Figure 4-11 : Force de fluctuation en fonction des configurations

La force de fluctuation est particulièrement élevée pour la configuration V5 (ventilateur délocalisé). Cela concorde avec le fait que le bruit du compresseur, caractérisé par un son modulé en amplitude par une fréquence modulante d'environ 2Hz (battement), contribue fortement au bruit global de d'appareil.

Les sons issus de la chaudière à condensation et de l'appareil hybride en fonctionnement au gaz ont des niveaux faibles, ce qui est cohérent avec l'impression de régularité et de « douceur » qui caractérise ces échantillons. En revanche, le modèle employé pour le calcul de la force de fluctuation semble incapable de discriminer les sons enregistrés à Vmin des sons enregistrés à Vmax. En effet, on aurait pu s'attendre à ce que les échantillons enregistrés à Vmin, pour lesquels le son issu du compresseur est plus marqué, se voient attribuer une force de fluctuation plus élevée, comme pour les sons de la V5. Le modèle de calcul de la force de fluctuation semble donc mal adapté pour repérer la fluctuation lorsqu'elle est superposée à un bruit à large bande.

4.2.5.6. TONALITÉ

Les indices de tonalité sont calculés sur la **Figure 4-12** pour les échantillons de sons.



Chaudière gaz						
Ventilateur V2						
Coque V2						
Plots V2						
Bande EPDM						
Chevilles élasto.						
Evaporateur V2						
Vent. délocalisé						

Figure 4-12 : Tonalité en fonction des configurations

La tonalité, traduisant la présence d'émergence spectrale, est directement reliée à la vitesse du ventilateur ou à son absence. Comme il a été observé dans le Chapitre 2, des vitesses élevées de ventilateur s'accompagnent d'un bruit à large bande masquant les composantes tonales produites par le compresseur. Ainsi, les échantillons dont les tonalités sont les plus élevées sont ceux en mode PAC seule pour une vitesse de ventilation minimale ou avec un ventilateur à l'extérieur.

De façon plus surprenante, le son de l'appareil hybride en fonctionnement au gaz à puissance maximale semble contenir des composantes tonales marquées, qui proviennent probablement du bruit de raies du ventilateur de la partie chaudière à gaz servant à amener l'air et à le mélanger au gaz avant d'être introduit dans le brûleur.

4.2.6. GROUPE D'AUDITEURS CONSTITUANT LE JURY

Le nombre total d'auditeurs ayant effectué le test est de 39. Parmi ce panel de sujets, 26 proviennent d'**e.I.m. leblanc**, et 13 des **Arts et Métiers ParisTech**.

Un 21^e son est ajouté aux 20 sons sélectionnés (cf. §4.2.3.2). Il est identique à l'un des 20 premiers sons. Il s'agit de l'échantillon V3_Vmax_D, présenté comme le son numéro 5 et 19 de la plateforme de test.

Étant donné l'étendue de l'échelle et la difficulté du test comportant des échantillons relativement semblables pour certains, nous considérons que les réponses d'un auditeur sont estimées fiables si la différence de note attribuée aux deux sons identiques est inférieure ou égale à 2 points. Pour ce deuxième test, l'échelle de notation s'étend de 1 à 10.

La **Figure 4-13** représente les pourcentages des auditeurs ayant noté le doublon avec 0, 1, 2 ou plus de 2 points d'écart. Sur l'ensemble du panel, un total de 4 auditeurs ont noté le doublon avec plus de 2 points d'écart, soit environ 10 % de la totalité des personnes. Les réponses de ces auditeurs sont écartées. Ces résultats montrent que les auditeurs ont globalement réalisé le test avec attention.

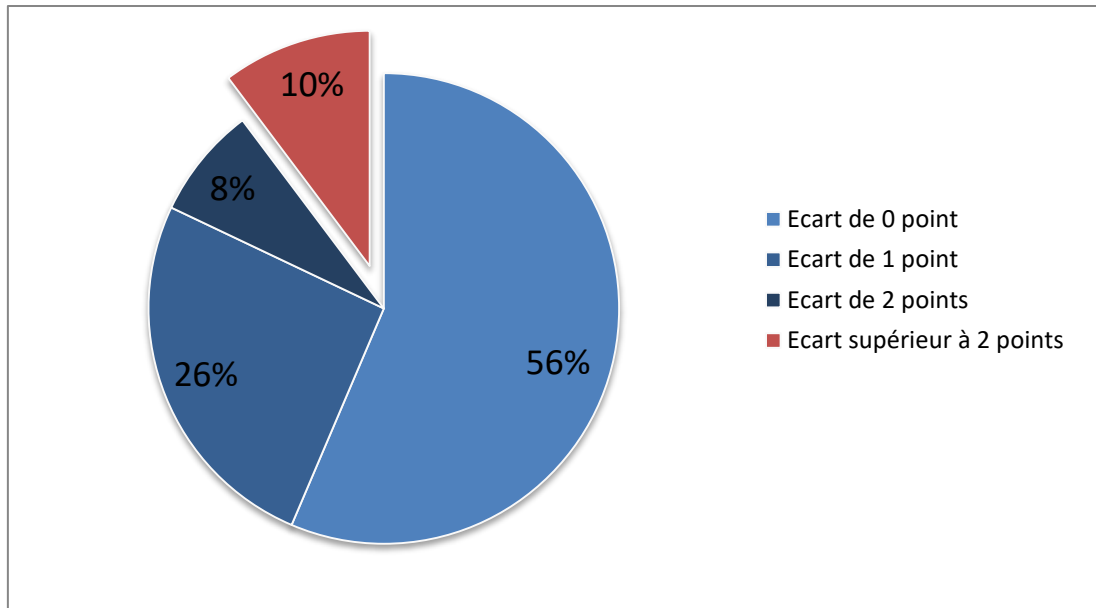


Figure 4-13 : Pourcentage de sujets en fonction de l'écart de notation de l'échantillon test

Les auditeurs ont en moyenne cliqué 40 fois au cours du test pour un total de 21 échantillons. La relation entre le nombre de clics par auditeur et l'écart de notation du doublon est présentée sur la **Figure 4-14** sous la forme d'un histogramme.

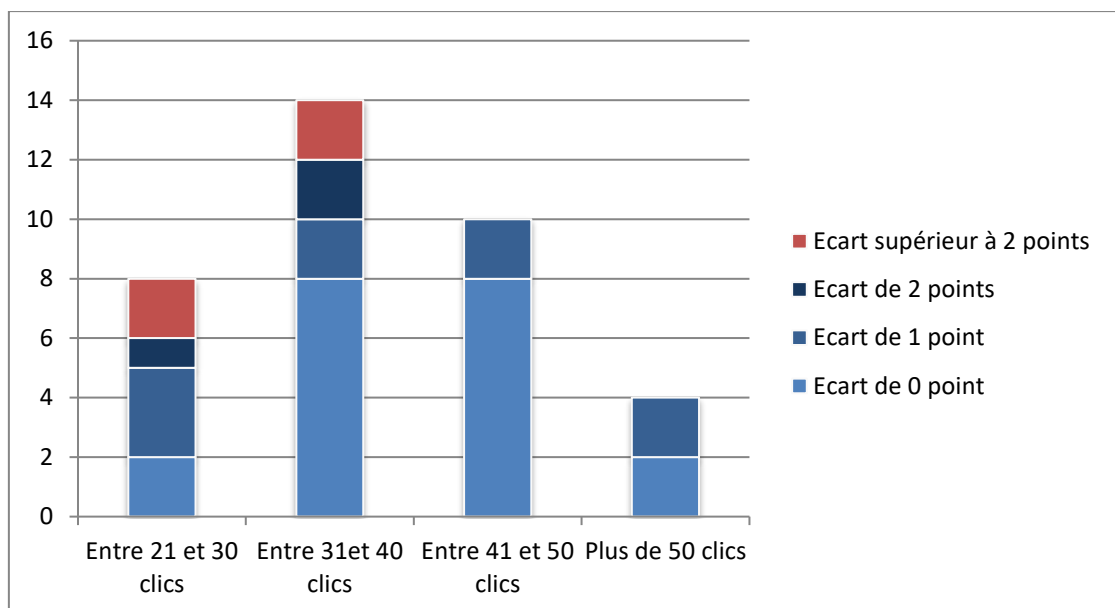


Figure 4-14: Ecart de notation de l'échantillon test en fonction du nombre de clics

La médiane des nombres de clics, correspondant au nombre d'écoutes au total, sur l'échelle de notation est de 38. Les différences les plus élevées de notation des deux sons identiques (supérieures ou égales à 2) sont observées pour un nombre de clics inférieur à 40. Au-delà de 41 clics, l'écart de

notation est de 1 ou nul. Le nombre de clics est un paramètre qui est corrélé à la différence de notation du doublon. Il peut donner une idée sur le sérieux de l'auditeur.

Le pourcentage des sujets en fonction de l'écart de notation sur la paire de son doublé est mis en relation avec le nombre de clics sur la **Figure 4-15**.

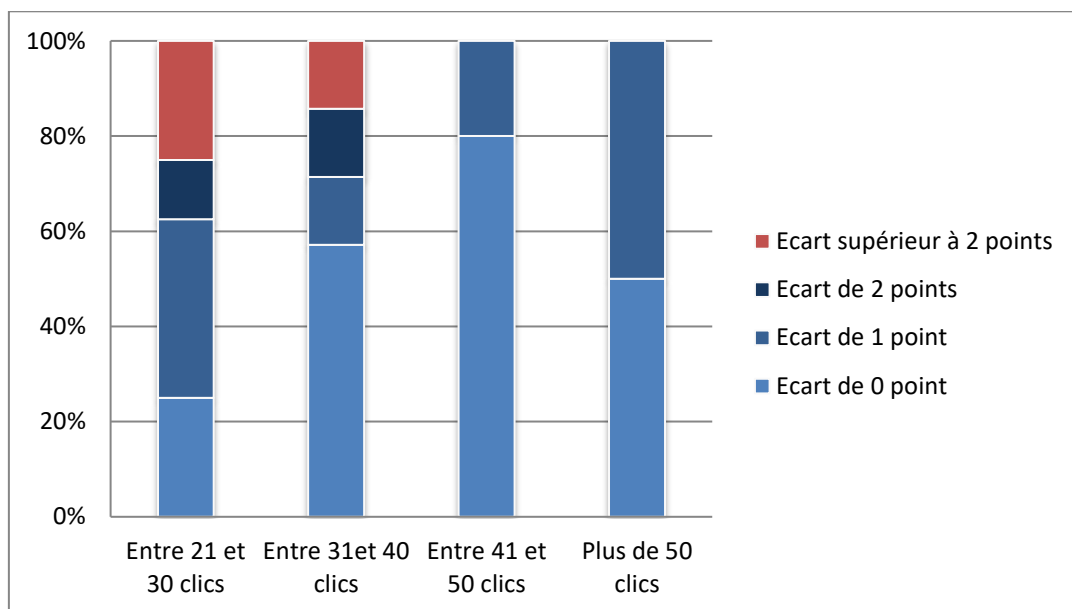


Figure 4-15 : Proportion des sujets ayant un écart de notation de l'échantillon test de 0, 1, 2 points ou plus en fonction du nombre de clics

La précision sur le doublon test tend à croître avec le nombre de clics ; les auditeurs ayant plus longuement évalué les sons ont tous noté les échantillons tests avec un écart satisfaisant. Cependant, un nombre de clics élevé ne garantit pas une totale fiabilité. En effet, la proportion d'auditeurs ayant un écart de 1 est plus élevée pour la population ayant cliqué plus de 50 fois qu'entre 41 et 50 fois.

Par ailleurs, nous constatons que sur les 4 tests écartés, 3 ont été réalisés avec des haut-parleurs. Cela soulève la question de la fiabilité de ce moyen d'écoute, pour laquelle nous allons essayer de répondre dans le paragraphe suivant.

4.2.7. ANALYSE DES MOYENS D'ECOUTE

La répartition de la population d'auditeurs, s'élevant à 35 personnes, est présentée en fonction des moyens d'écoute sur la **Figure 4-16**.

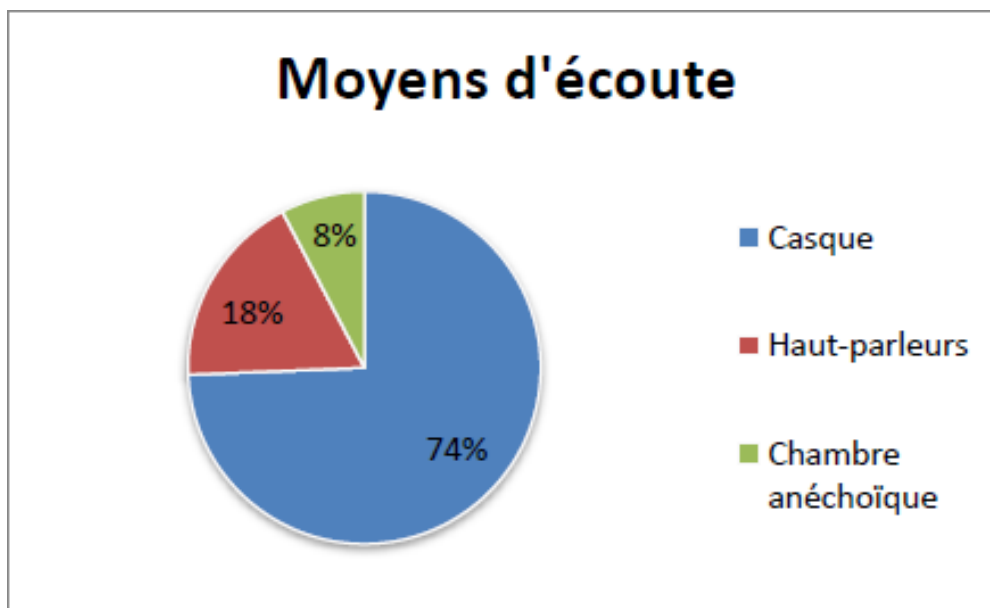


Figure 4-16 : Répartition de sujets en fonction du moyen d'écoute

Une question légitime quant à la possible introduction d'un biais par le moyen d'écoute est abordée. Une analyse de la variance, prenant comme référence les réponses dans la chambre semi-anéchoïque où les conditions de passage du test sont les mieux contrôlées, et donc plus stables, peut donner un premier élément de réponse.

Nous cherchons à déterminer si les populations caractérisées par le moyen d'écoute sont significativement différentes. La moyenne des variances des notations sur l'ensemble des échantillons est calculée pour ces trois populations. Le test de Fisher-Snedecor avec une probabilité de 0,05 est réalisé à partir de ces valeurs (**Tableau 4-4**).

Tableau 4-4 : Analyse de la variance en fonction des moyens d'écoute

	Chambre anéchoïque	Casque	Rapport des variances (Casque /Chambre anéchoïque)	Haut-parleur	Rapport des variances (Haut-parleur/Chambre anéchoïque)	Fthé
Moyenne des variances	0,425	3,187	7,50	4,165	9,81	19,33

Le rapport des variances moyennes entre les auditeurs ayant utilisé le casque et ceux ayant répondu dans la chambre semi-anéchoïque est inférieur au coefficient Fthé de Fisher-Snedecor. Ces deux populations ne sont donc pas significativement différentes.

Le quotient des variances moyennes portant sur les auditeurs ayant utilisé des haut-parleurs est supérieur à celui trouvé avec le casque mais reste inférieur au coefficient de Fisher-Snedecor. Les moyens d'écoute ne changent pas le profil de notations.

Cette étude, menée à titre indicatif, conduit à conserver les réponses de tous les auditeurs, quel que soit leur moyen d'écoute. En effet, le nombre d'auditeurs ayant passé le test dans la chambre semi-anéchoïque est insuffisant pour servir de véritable référence. Néanmoins, la mise en évidence d'une plus grande dispersion des notations par l'utilisation de haut-parleur que de casque peut inciter à limiter ou bannir ce moyen d'écoute pour les futurs tests d'écoute.

4.2.8. ANALYSE DES RESULTATS

4.2.8.1. NOTES MOYENNES

La moyenne et l'écart-type des notes données aux échantillons sont représentées sur la **Figure 4-17**.

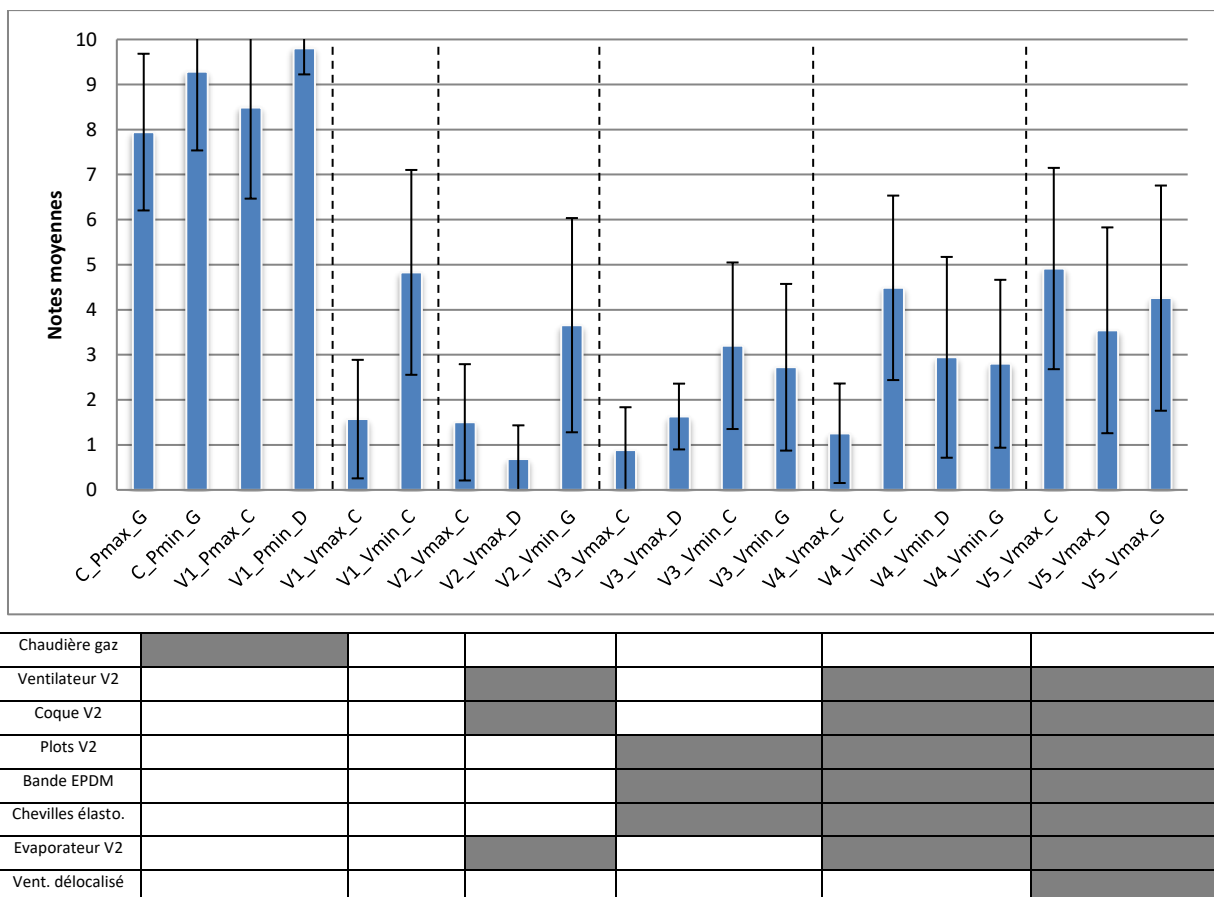


Figure 4-17 : Notes moyennes en fonction des configurations

il existe un écart important entre les notes relatives à tous les fonctionnements au gaz (modèle *Egalis*

Condens et appareil hybride en mode gaz seul), et le reste des échantillons caractérisés par la marche de la PAC uniquement. Le premier groupe, qu'on appellera « gaz », a une note moyenne de 8,88, toutes puissances confondues ; l'écart est d'environ 3 points avec le reste des échantillons regroupés sous la dénomination « PAC ». Au sein du groupe « gaz », l'appareil hybride a de meilleures notes à puissances minimale et maximale que la chaudière *Egalis Condens*.

Les sons de la configuration V5 et les sons enregistrés à vitesse de ventilation minimale, caractérisés par un son de compresseur prégnant, ont des notes comprises entre 2,70 et 4,90. Ces valeurs les placent derrière les échantillons du groupe « gaz » mais devant les sons de PAC à vitesse de rotation maximale. En effet, les échantillons enregistrés à Vmax ont des notes comprises entre 0,70 et 1,60.

La **Figure 4-18**, représentant les notes moyennes classées par ordre croissant, dégage les trois groupes de sons :

- les échantillons enregistrés en mode gaz ;
- les échantillons enregistrés pour une vitesse de rotation minimale du ventilateur ou avec le ventilateur déporté ;
- les échantillons enregistrés pour une vitesse de rotation maximale du ventilateur.

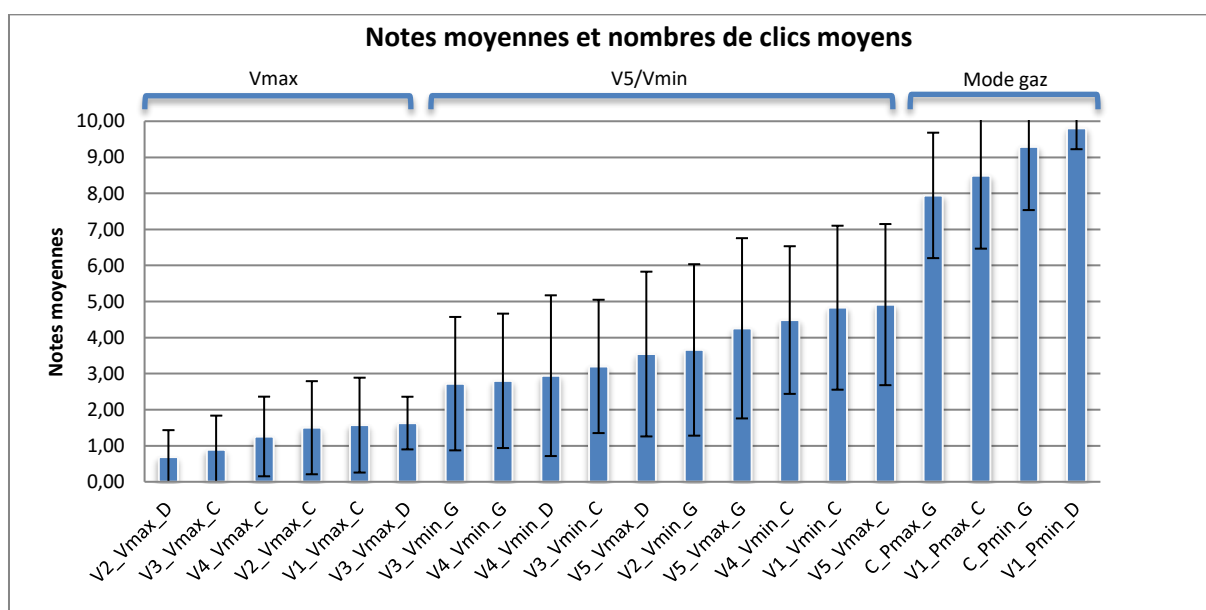


Figure 4-18 : Notes moyennes classées par ordre croissant

L'écart de notation est particulièrement visible sur le graphique entre les sons issus de chaudières à gaz et ceux de PAC. Peu de sons de PAC dépassent la moyenne de l'échelle de notation.

La moyenne des notes des sons de ces groupes est représentée sur la **Figure 4-19**.

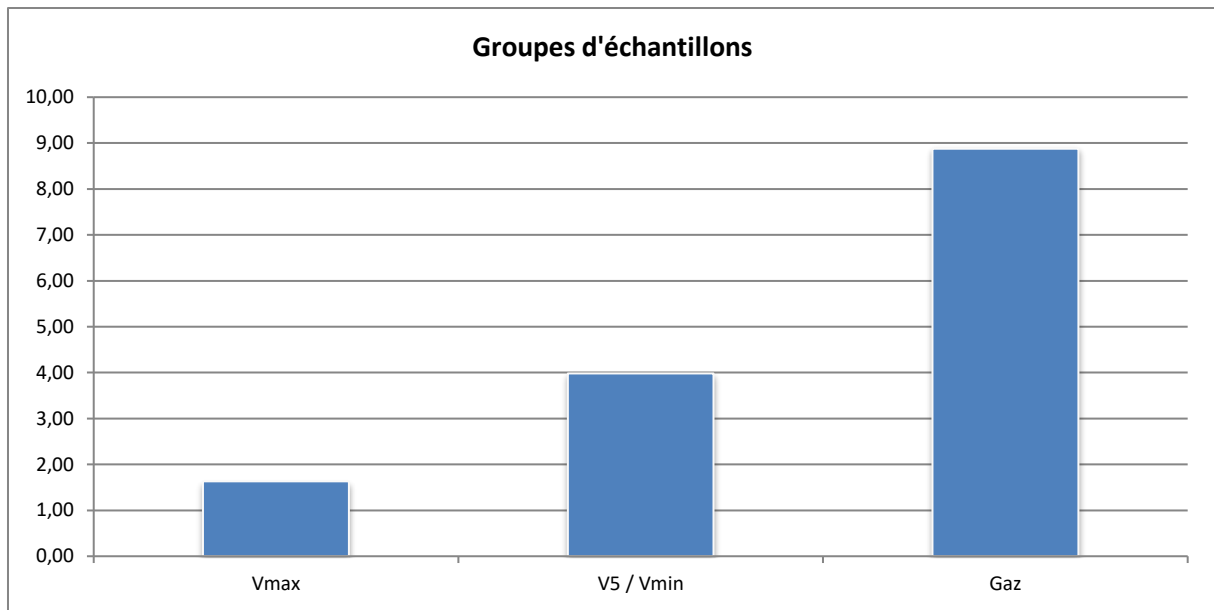


Figure 4-19 : Moyenne des notes selon le régime de fonctionnement

Cette première analyse permet de constater que les notes des auditeurs sont liées au mode de fonctionnement des appareils. Les sons sont nettement séparés entre un appareil en mode gaz, en mode PAC avec une ventilation à vitesse minimale (ou avec ventilateur déporté) et en mode PAC avec une ventilation à vitesse maximale.

Ces résultats montrent clairement que le bruit issu de la PAC à puissance maximale est celui qui contribue le plus à la mauvaise qualité sonore de la chaudière hybride. Le bruit très marqué du ventilateur a une part importante dans la perception de ces sons.

Par comparaison, le bruit du compresseur semble contribuer dans une moindre mesure à la mauvaise perception sonore du produit. En effet, les scores des sons issus de la configuration adoptant le déport du ventilateur, ainsi que les sons enregistrés sur un appareil programmé avec une vitesse de ventilation minimale, sont meilleurs que ceux relevés à la vitesse maximale de ventilation.

Par la suite, nous chercherons à identifier, d'une part, les caractéristiques sonores intrinsèques des sons issus de ces modes de fonctionnement entraînant ces différences de notation entre groupes et, d'autre part, les caractéristiques influençant le classement de ces sons au sein de leurs propres groupes. Puis nous tenterons de modéliser la perception des sons à l'aide de ces caractéristiques.

4.2.8.2. RELATION ENTRE NOTES ET INDICATEURS PSYCHOACOUSTIQUES

PRESSION ACOUSTIQUE

Le niveau de pression sonore des échantillons de sons du test en fonction de leur note moyenne est représenté sur la **Figure 4-20**.

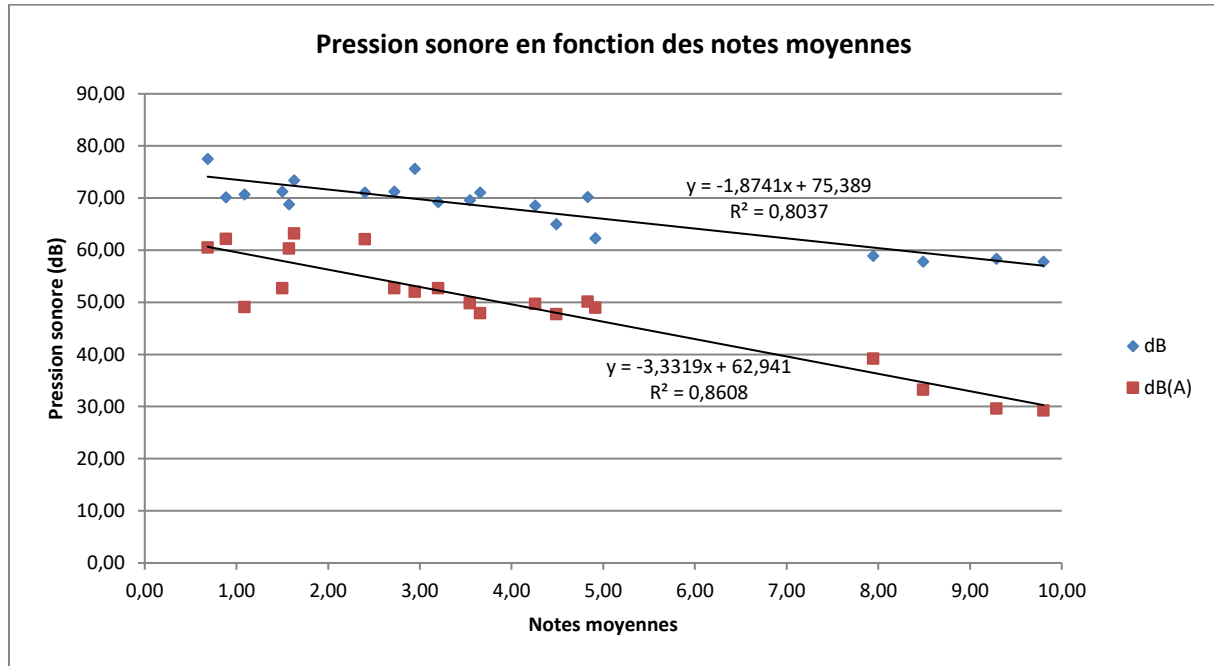


Figure 4-20 : Pression sonore en fonction des notes moyennes

La corrélation entre le niveau de pression acoustique non pondéré et les notes moyennes attribuées par les auditeurs est élevée avec un coefficient de détermination de 0,80. Elle est encore plus forte lorsque le niveau de pression sonore est pondéré A avec, un grand coefficient de détermination de 0,86. C'est un résultat auquel on peut s'attendre puisque la pondération A est présumée mieux décrire le traitement du signal sonore par le système auditif.

SONIE

La sonie des échantillons de sons présentés dans le test d'écoute est donnée en fonction de la note moyenne sur la **Figure 4-21**.

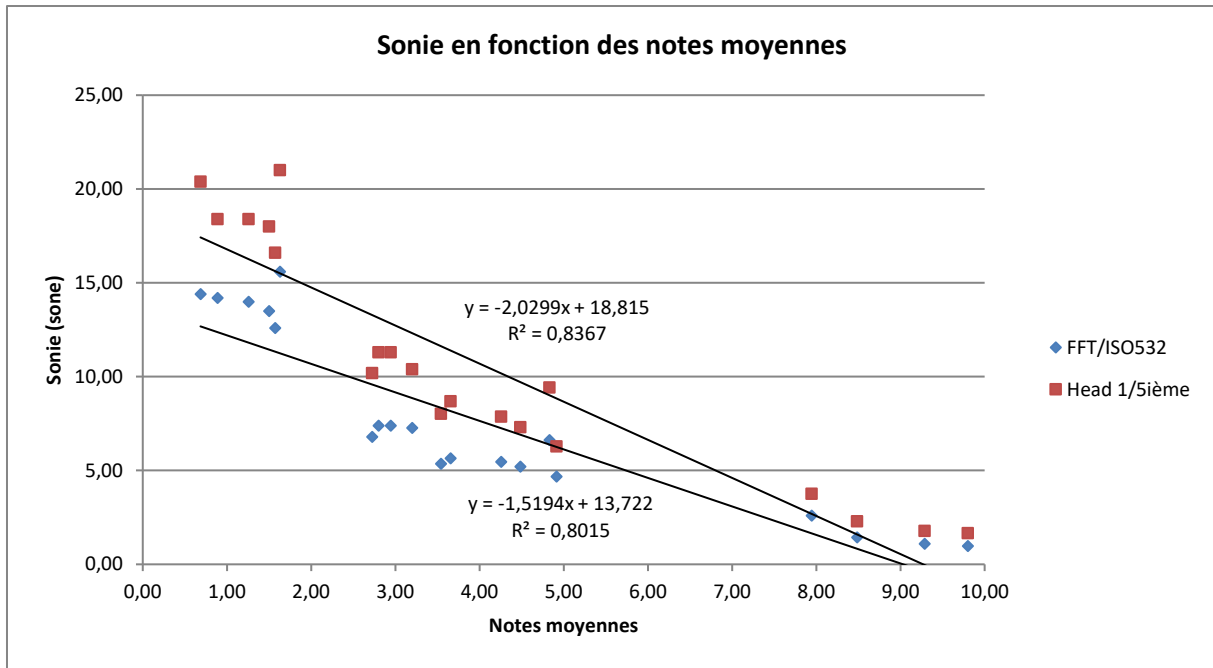


Figure 4-21 : Sonie en fonction des notes moyennes

Les sonies sont globalement bien corrélées avec le jugement des auditeurs. La corrélation calculée avec le mode de calcul « HEAD » d'ArtemiS est légèrement meilleure qu'avec le mode de calcul selon la norme ISO 532.

La sonie est censée bien traduire le niveau sonore perçu. On s'attend donc à ce que sa corrélation avec le jugement des auditeurs [31] [53] soit meilleure qu'avec le niveau de pression sonore exprimé en dB ou dB(A). Les coefficients de détermination des régressions linéaires sur le niveau de pression acoustique et sur la sonie sont sensiblement équivalents. Cela peut s'expliquer par l'hétérogénéité des sons composant le test, mélangeant à la fois des classes de sons très différentes (fonctionnement au gaz et fonctionnement de la PAC) et des sons très ressemblants (fonctionnement au gaz entre eux, ...). Cela nous incite à éventuellement orienter la suite de l'étude vers des séries de test plus homogènes, ne contenant qu'une seule catégorie de son.

Nous pouvons néanmoins à ce stade continuer l'étude de la corrélation par l'analyse des groupes de sons identifiés au paragraphe 4.2.8., retrouvés sur la **Figure 4-22**.

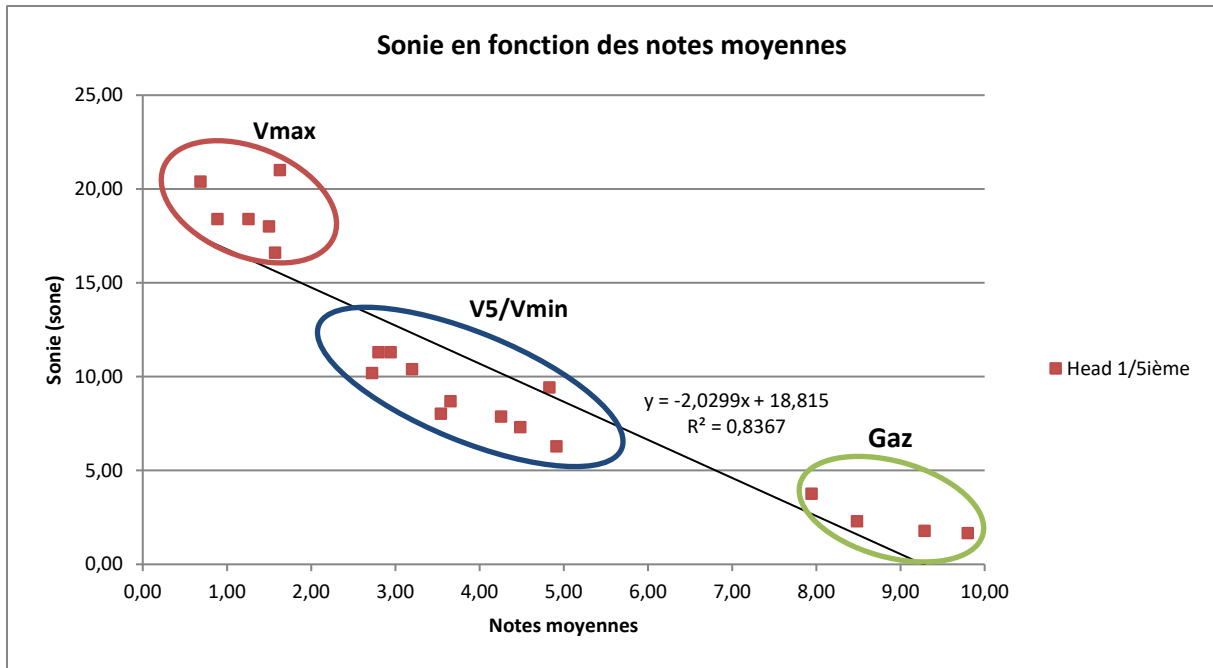


Figure 4-22 : Sonie en fonction des notes moyennes (mode de calcul « HEAD »)

Le groupe d'échantillon « gaz », se détache nettement du reste des enregistrements. Il est caractérisé par sa faible sonie. Les sons formant ce groupe, étant bien notés, ne sont pas problématiques. Par conséquent, nous ne nous pencherons pas plus sur l'étude du groupe « gaz ».

Le second groupe, constitué des échantillons enregistrés à Vmin ou avec le ventilateur déporté se caractérise par un niveau de sonie près de 4 fois plus élevé et une moyenne de 3,50/10 (**Figure 4-23**).

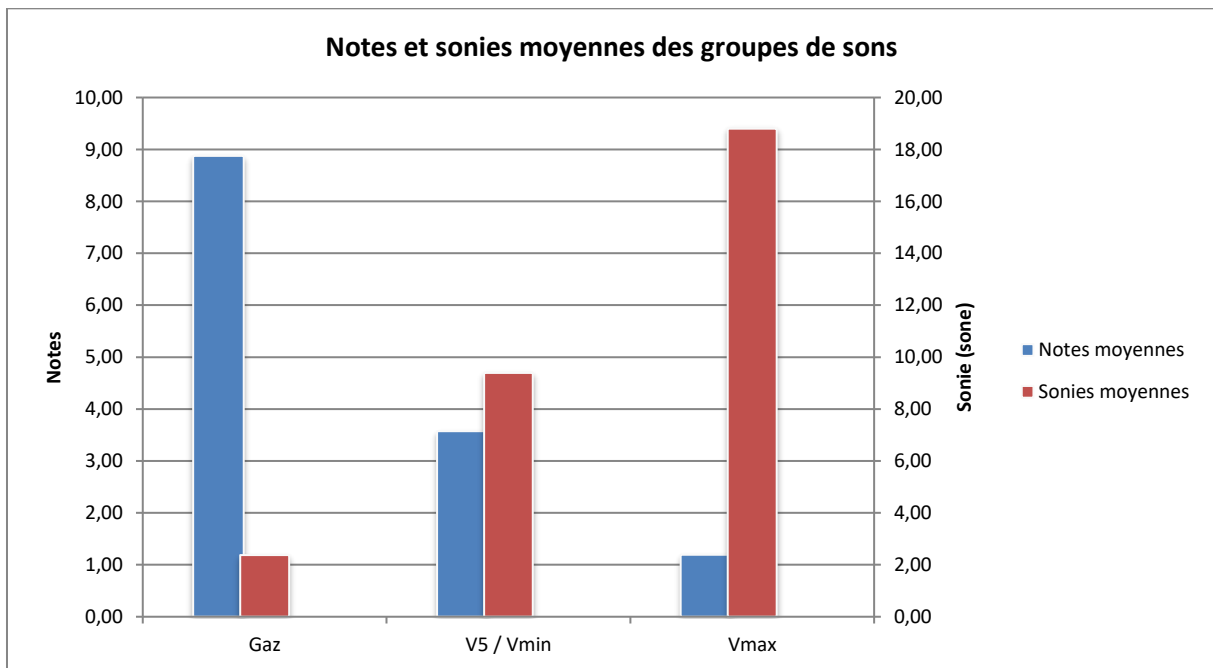


Figure 4-23 : Notes et sonies moyennes des groupes de sons

La sonie des sons du groupe Vmin/V5 est tracée en fonction de la note moyenne sur la **Figure 4-24**.

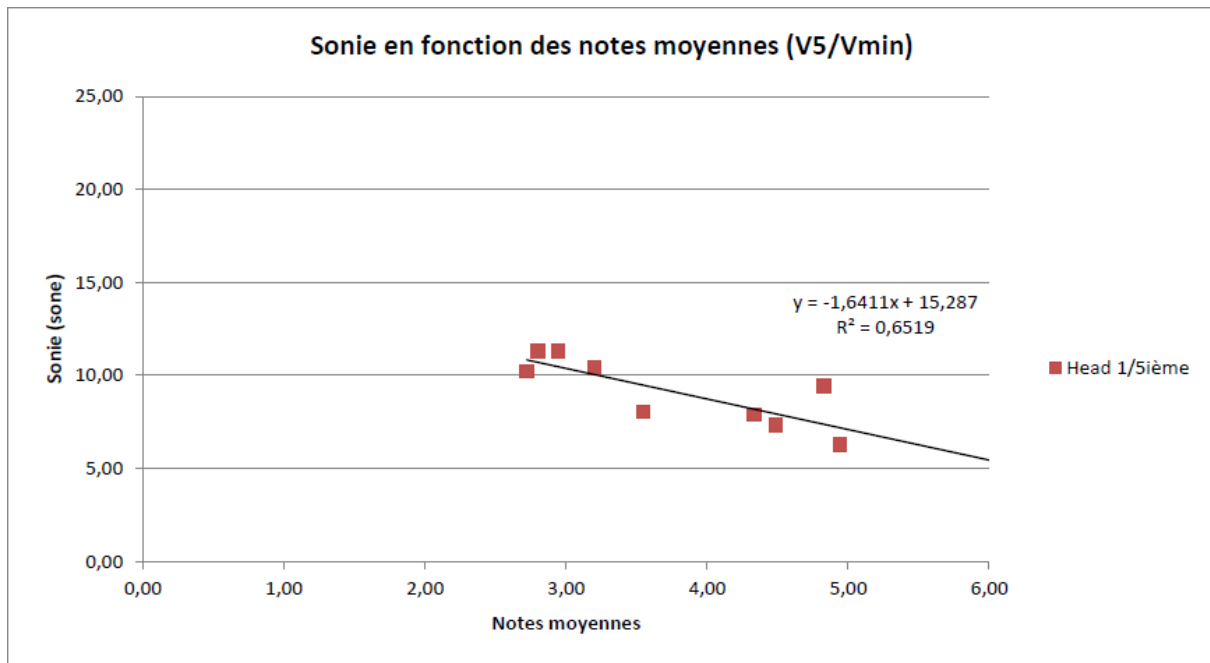


Figure 4-24 : Sonie en fonction des notes moyennes (V5/Vmin)

Au sein de ce groupe, la sonie présente une bonne corrélation avec les notes moyennes données par les auditeurs avec un coefficient de détermination de 0,65 et une pente de -1,64. Il est montré par ailleurs que le seuil de différenciation de la sonie, correspondant à la différence de sonie minimale à partir de laquelle un auditeur détecte une différence entre deux sons, toutes choses égales par ailleurs, vaut 0,5 sone [54] [55] ou 0,8 sone [56] selon les études. La largeur de la plage de variation de la sonie est de 5 sones pour ce groupe, ce qui semble confirmer que la corrélation constatée sur les échantillons Vmin/V5 n'est pas due à une coïncidence.

Le dernier groupe, formé par les échantillons enregistrés à Vmax, a une note moyenne de 1,19/10 (**Figure 4-23**). Son niveau moyen de sonie est plus de 2 fois supérieur au groupe V5/Vmin et plus de 8 fois supérieur au groupe « gaz ». La sonie des sons du groupe Vmax est donnée en fonction de la note moyenne sur la **Figure 4-25**.

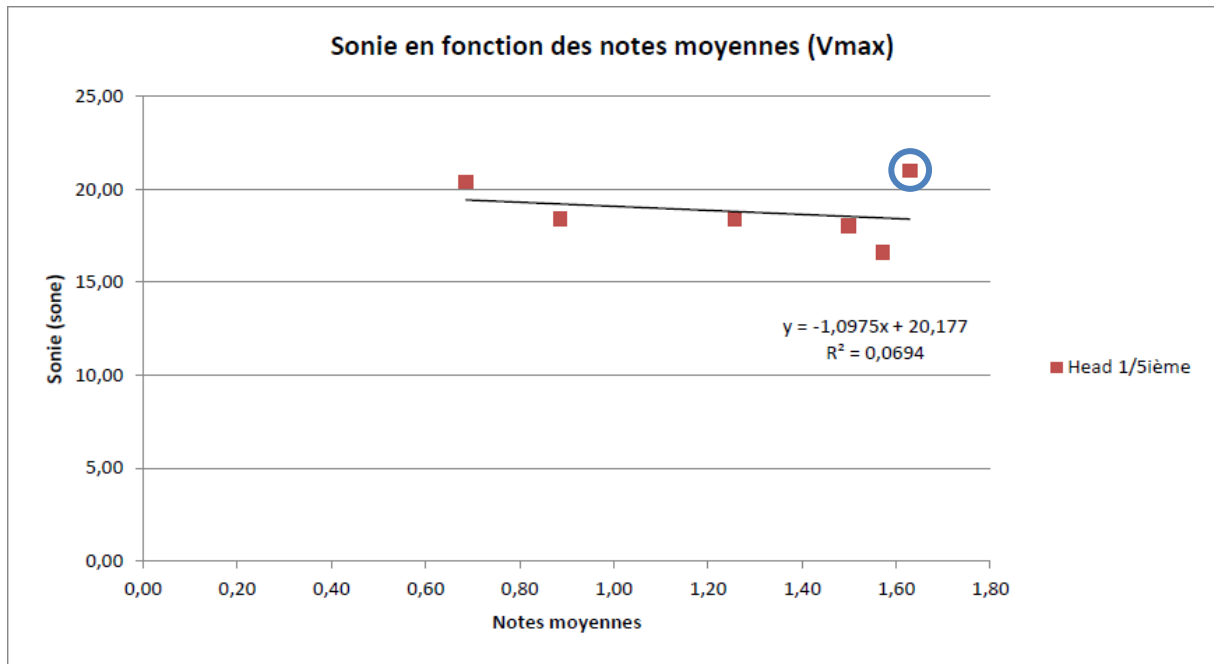


Figure 4-25 : Sonie en fonction des notes moyennes (Vmax)

Le coefficient de détermination de la régression linéaire entre la sonie et l'agrément est égal à 0,07, ce qui est très faible. Il ne peut pas être dû à une variation de sonie de l'ordre du perceptible car le delta de sonie, pour ce groupe, est de 4,40 sones, valeur au moins 8 fois supérieure au seuil de différenciation de la sonie. La corrélation est réalisée sur un petit nombre d'échantillons dont l'un, entouré en bleu, se détache des autres, ce qui peut expliquer le faible coefficient de détermination obtenu.

La pente de la courbe n'est pas négligeable. Malgré une mauvaise corrélation, une influence de la sonie sur la notation est tout de même observée.

ACUITE

L'acuité des échantillons en fonction des notes moyennes données par les auditeurs est représentée sur la **Figure 4-26**. Elle est calculée selon deux modèles : l'un proposé par Von Bismark, l'autre par Aures. Les groupes d'échantillons déjà évoqués sont également mis en évidence sur la figure.

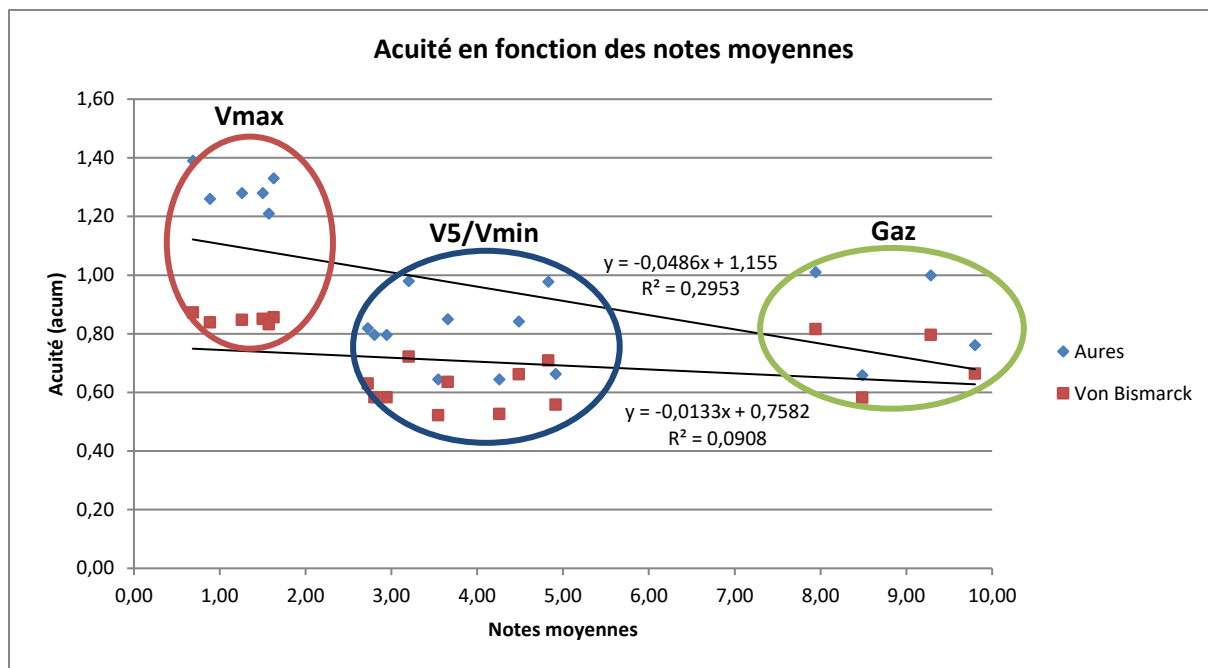


Figure 4-26 : Acuité en fonction des notes moyennes

D'après la **Figure 4-26**, l'acuité n'est pas corrélée avec les notes données par les auditeurs, quel que soit le modèle utilisé. On remarquera cependant que la corrélation est meilleure avec la formule plus précise développée par Aures.

Il a été montré que le seuil de différenciation de l'acuité se situait entre 0,04 et 0,1 acum [54] [55] [56]. La plage de valeurs prises par les échantillons est comprise entre 0,6 et 1,4. Les niveaux sont donc suffisamment variés pour que les différences puissent être perçues. La faible corrélation n'est donc pas liée au choix des échantillons présentés.

Comme dans le cas de la sonie, les points se groupent selon les configurations précédemment distinguées. L'acuité étant calculée à partir d'une pondération fréquentielle de la sonie, il n'est pas étonnant de retrouver les mêmes groupements de sons. Ces résultats confortent l'idée, déjà exprimée, d'orienter les prochaines études vers des tests intégrant des échantillons de sons plus homogènes.

L'acuité est nettement différente entre le groupe Vmax et le groupe V5/Vmin. Nous ne pouvons pas, à ce niveau, déterminer si cet écart est dû à la différence de perception entre les sons de ces deux groupes ou s'il est lié à la méthode de calcul de l'acuité. A priori, la réalisation d'un test à isosonie permettra, en annulant l'influence de la sonie, de déterminer si l'acuité joue un rôle dans cet écart de notation.

Les corrélations entre acuité et notation et les pentes des droites de régression sont faibles (cf. **Figure 4-26**), ce qui semble indiquer que l'acuité n'est pas un descripteur pertinent pour décrire l'appréciation des auditeurs.

RUGOSITE

La rugosité calculée pour tous les échantillons de sons est tracée en fonction de leur note moyenne sur la **Figure 4-27**.

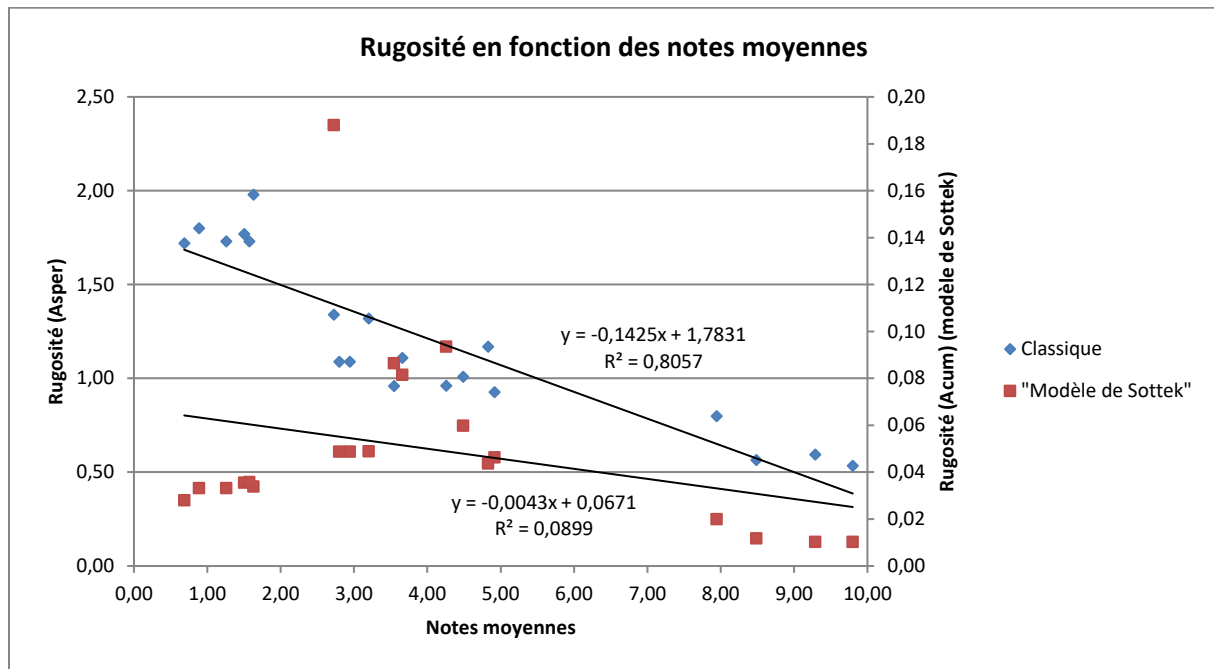


Figure 4-27 : Rugosité en fonction des notes moyennes

Le seuil de différenciation de la rugosité est 0,03 asper [54]. La plage de variation des échantillons est suffisamment grande pour que des différences dans la rugosité soient perçues.

Malgré une bonne corrélation entre la rugosité estimée à l'aide du modèle classique et les notes des auditeurs, avec un coefficient de détermination de 0,81, équivalent à ceux du niveau de pression acoustique et de sonie, nous ne pouvons pas tirer de nouvelles informations du rapprochement de ces deux grandeurs du fait de la très forte relation de dépendance du modèle classique de rugosité avec la sonie (cf. **Rugosité**).

La **Figure 4-28** reprend la relation entre la rugosité calculée avec le modèle de Sottek en fonction des notes moyennes. Le mode de fonctionnement auquel les échantillons ont été enregistrés y est indiqué.

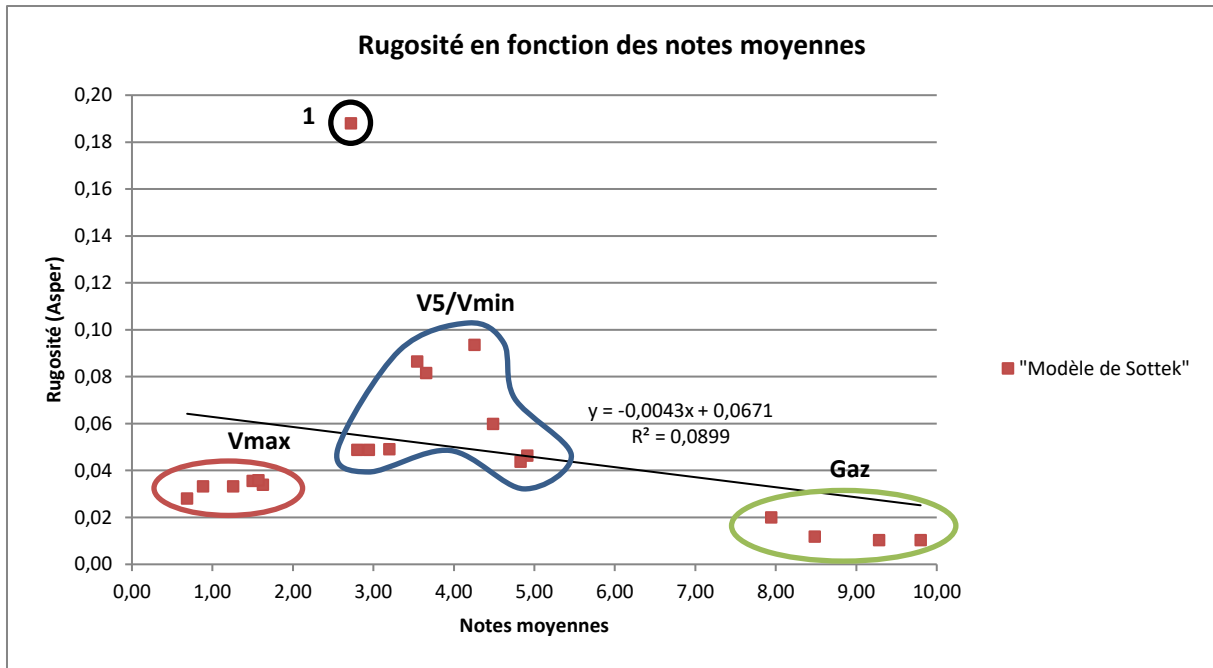


Figure 4-28 : Rugosité en fonction des notes moyennes – Identification des groupes de sons

Le modèle de Sottek permet en revanche d'établir le lien entre rugosité et gêne ressentie sans relation de dépendance avec la sonie. La **Figure 4-28** montre qu'une faible rugosité n'implique pas une bonne note, comme on le constate pour le groupe de sons Vmax, alors que cela semble vrai pour les échantillons de chaudières au gaz. Il existe certainement une interaction avec la sonie, celle-ci masquant les effets de la rugosité sur la notation car son influence prédomine.

Un test réalisé à isosonie permettra de déterminer le véritable impact de la rugosité sur la qualité sonore.

L'échantillon entouré par un cercle noir et noté « 1 » sur la **Figure 4-28** a reçu la moins bonne note de l'ensemble des sons enregistrés à cette vitesse minimale et il a une rugosité particulièrement élevée. Cela est principalement causé par le compresseur. Il est d'autant plus prégnant pour ce son, correspondant à la configuration V3, qu'il est obtenu pour un fonctionnement de la PAC à vitesse de ventilateur minimale et pour une prise de son à gauche de la chaudière hybride, côté PAC. On peut donc supposer que les modifications de la V3 n'améliorent pas la perception de l'appareil à puissance minimale.

FORCE DE FLUCTUATION

La force de fluctuation calculée pour chacun des échantillons est présentée sur la **Figure 4-29** en fonction des notes moyennes données par les auditeurs.

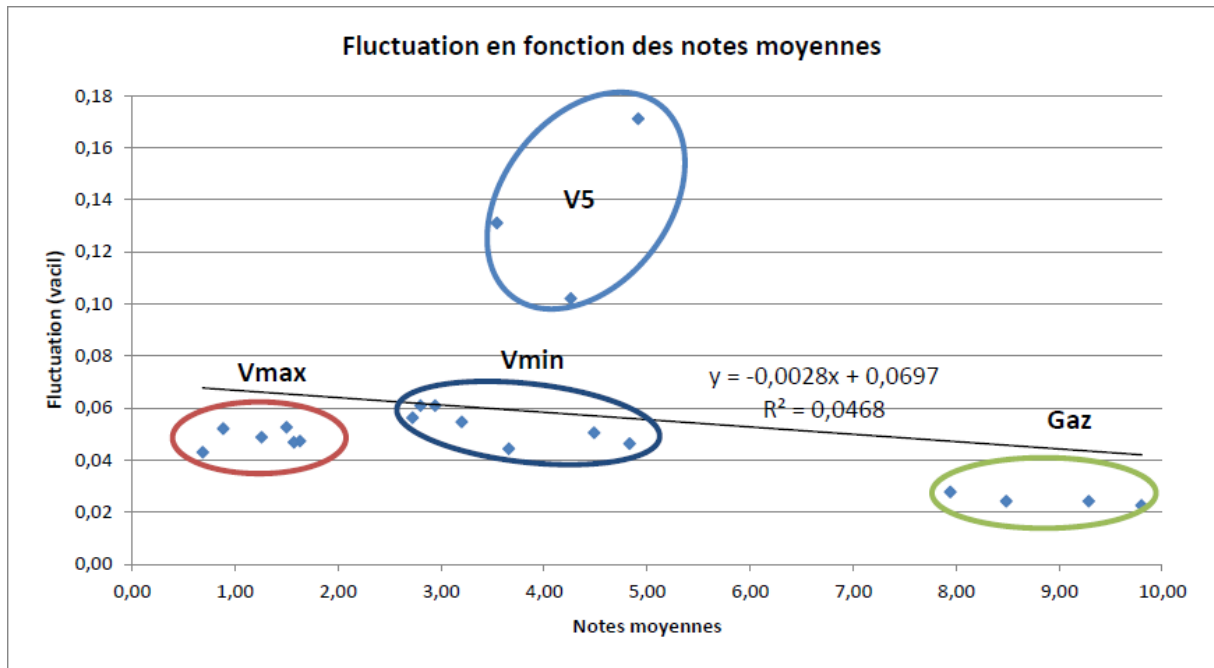


Figure 4-29 : Force de fluctuation en fonction des notes moyennes

La corrélation de la force de fluctuation avec la notation sur tous les échantillons est inexistante. Sachant que le seuil de différentiation est de 0,01 vacil [54], L'effet de la force de fluctuation sur l'agrément sonore est faible puisque les hauts niveaux de fluctuation constatés pour les échantillons enregistrés avec la configuration V5 ne semblent pas avoir eu d'impact sur la notation.

La remarque qui a été faite concernant le masquage des effets de la rugosité sur la notation dû à l'importance de la sonie s'applique aussi à la force de fluctuation. Un test à isosonie permettra, tout comme pour la rugosité, de mieux déterminer son influence sur l'agrément.

TONALITE

La tonalité est présentée en fonction de la note moyenne sur la **Figure 4-30**.

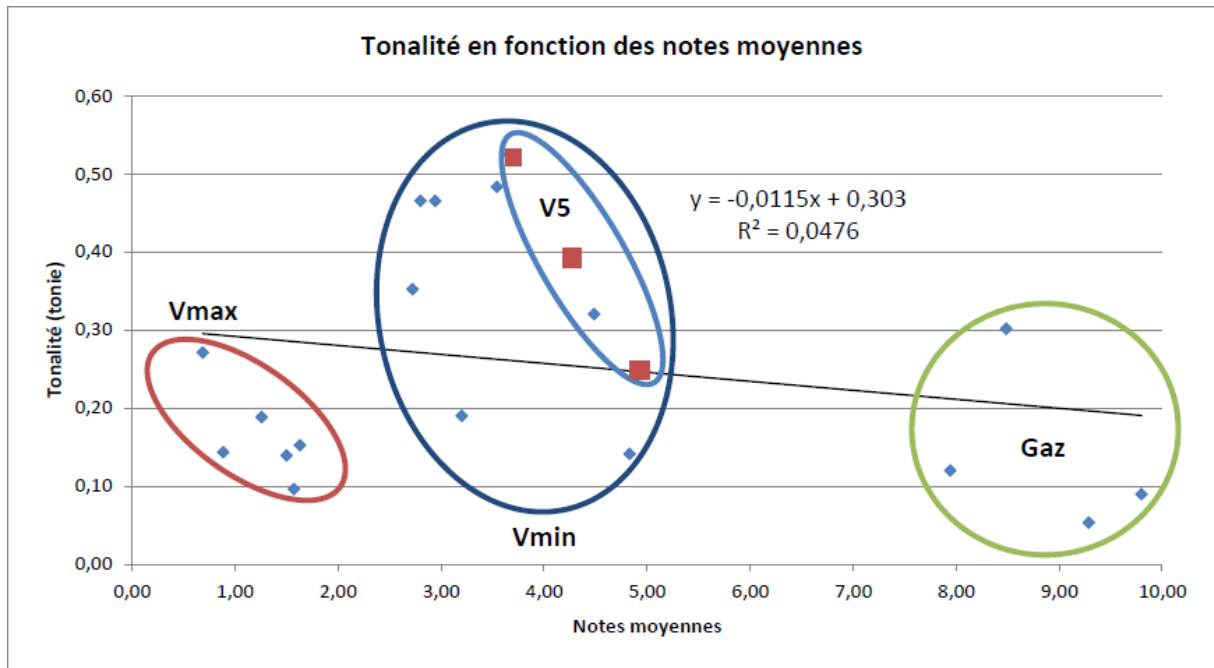


Figure 4-30 : Tonalité en fonction des notes moyennes

Cet indicateur n'est pas corrélé avec la note moyenne des sons si l'ensemble des échantillons est considéré. Très peu de relation est visible entre ces deux paramètres. Là encore, cela semble être dû à la grande hétérogénéité des sons, qui peuvent être de natures très différentes.

La tonalité en fonction de la note moyenne pour une vitesse de ventilateur maximale uniquement est représentée sur la **Figure 4-31**.

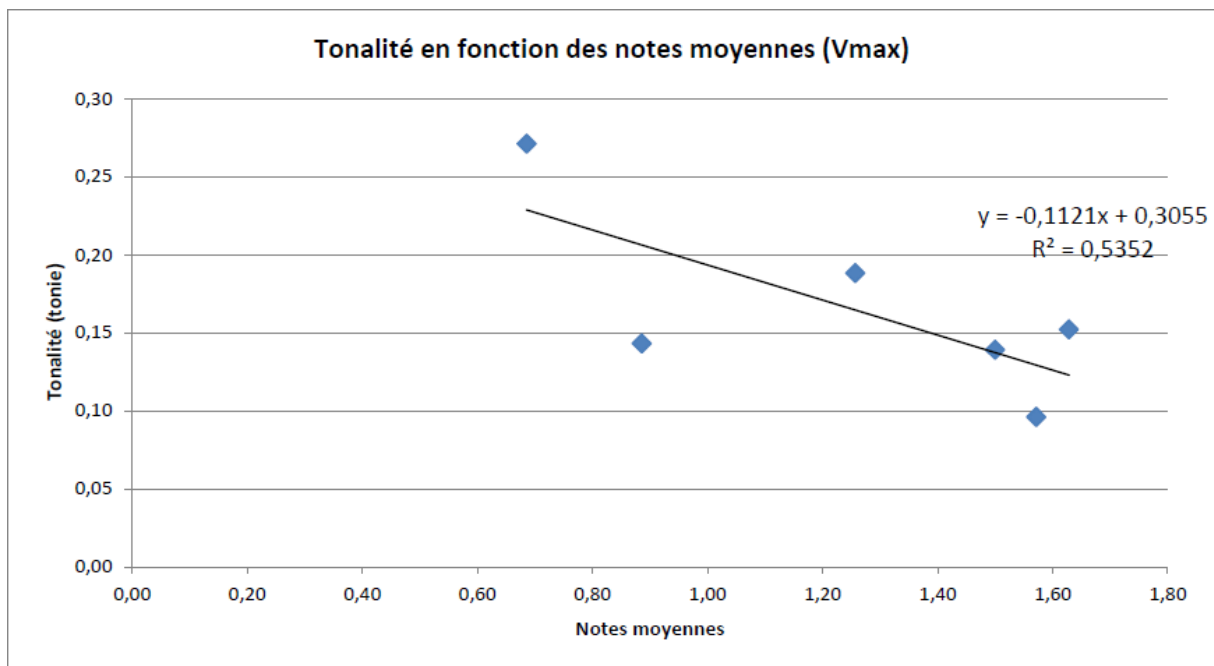


Figure 4-31 : Tonalité en fonction des notes moyennes (Vmax)

Si on étudie les sons par groupe, la corrélation est meilleure pour le groupe Vmax, ce qui est attendu car ce sont les échantillons pour lesquels le bruit du ventilateur est le plus fort. On remarque qu'une tendance se dessine entre la tonalité et les notes moyennes : les sons présentant le moins de tonalité sont ceux les plus appréciés.

4.2.9. CONCLUSION SUR LE TEST COMPARANT LES SONS DE CHAUDIERES HYBRIDES A CEUX DE CHAUDIERES AU GAZ

Cette première étude de la qualité sonore de la chaudière hybride met en jeu des sons réels de chaudières au gaz, utilisés comme sons de référence car ils sont familiers aux utilisateurs, et de PAC enregistrés pour les deux vitesses extrêmes du ventilateur. Une configuration particulière de la PAC est étudiée. Il s'agit d'une PAC avec un ventilateur déporté à l'extérieur de l'habitation.

Cette étude permet, premièrement, de classer des sources de nuisances. L'analyse des résultats montre que la contribution majeure à la mauvaise qualité sonore du produit est le ventilateur à vitesse maximale. En effet, les auditeurs ont nettement plébiscité la solution mettant en œuvre le déport du ventilateur, ainsi que les échantillons correspondant à une vitesse minimale de ventilation. Cependant, les sons de chaudière au gaz ont obtenu les meilleures appréciations, loin devant les sons de PAC, toutes puissances confondues.

La notation des sons est fortement corrélée avec la sonie. Ainsi, le fait que la sonie moyenne des échantillons réalisés à une vitesse de ventilation maximale soit deux fois supérieure à celle des sons enregistrés à vitesse minimale a fortement influé sur la préférence des auditeurs.

Si on considère les échantillons classés par groupes en fonction de la configuration (le mode gaz, le mode PAC à vitesse minimale intégrant la configuration du ventilateur déporté, et le mode PAC à vitesse maximale), la sonie semble également prépondérante dans les notes attribuées aux échantillons enregistrés à une vitesse de ventilation minimale. En revanche, cette relation ne semble pas aussi forte dans le classement des sons enregistrés à vitesse de ventilation maximale.

Aucun des indicateurs perceptifs calculés ne semble à ce stade aussi pertinent que la sonie pour expliquer ce classement entre sons de PAC avec ventilateur déporté et à vitesse de ventilation minimale, d'une part, et ceux de PAC à vitesse de ventilation maximale, d'autre part.

L'émergence fréquentielle semble jouer un rôle important au sein de l'évaluation de la qualité sonore pour les sons d'un même groupe. Cette relation, qui peut être éventuellement approfondie

par des séries de tests réalisés avec des sons synthétiques ou filtrés afin de modifier l'émergence des composantes harmoniques relatives aux différents organes de l'appareil, pourrait éventuellement constituer une piste d'amélioration de la qualité sonore de l'appareil.

La force de fluctuation, jouant, a priori, un rôle important dans la sonorité de l'appareil au vu du battement induit par le fonctionnement du compresseur, ne se révèle pas, en l'état, être un indicateur pertinent dans l'établissement d'un modèle de perception. Le rôle du battement pourra en revanche être approfondi par la construction d'échantillons sans modulation d'amplitude.

La rugosité et l'acuité ne semblent pas, à ce stade, avoir un rôle majeur dans la qualité sonore de l'appareil. Néanmoins, les notations des auditeurs sont fortement influencées par la sensation de force sonore, il est donc probable que l'influence de la rugosité et de l'acuité est minimisée et passe au second plan. La réalisation d'un test à isosonie permettra de découpler l'influence de ces indicateurs de celle de la sonie.

4.3. INFLUENCE DU CHANGEMENT DU SPECTRE DE RAIES DU VENTILATEUR SUR LA PERCEPTION SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

Le paramètre le plus influent est, sans conteste, la sonie. Cependant, d'autres paramètres entrent aussi en jeu dans la perception sans que ce lien n'ait pu être validé à l'issue du premier test. Leurs influences sont masquées par la prégnance du facteur « force sonore ». Afin de les identifier, un nouveau test est mené avec des sons ramenés à isosonie alors que d'autres paramètres choisis, l'acuité et la tonalité, sont variables. Une caractéristique sonore supplémentaire est introduite dans cette deuxième étude : la consonance musicale d'un son stationnaire de chaudière hybride.

4.3.1. OBJECTIF

Le but de cette nouvelle étude consiste toujours à identifier les paramètres qui jouent sur la perception de la gêne sonore de l'appareil, tout en intégrant une nouvelle dimension : l'élaboration d'une identité sonore propre à la chaudière hybride.

Pour cela, il faut pouvoir identifier les modifications possibles du son en fonction des différents mécanismes de génération du bruit sans qu'elles entraînent de changements significatifs sur la performance du système.

À puissance maximale de la PAC, régime le plus bruyant et le plus déprécié, le ventilateur est la source sonore majeure. La modification d'une autre source de bruit sera alors peu perceptible, et il est plus efficace de travailler sur le bruit du ventilateur. Son spectre est caractérisé, comme nous l'avons vu, par une partie à large bande et un peigne de raies à des fréquences multiples de la fréquence de passage des pales ; le bruit donne une impression de sifflement. Nous nous concentrerons sur la modification de ce bruit pour améliorer la qualité sonore et créer une nouvelle identité sonore.

Nous verrons dans le 0 comment nous avons créé, de manière originale, cette nouvelle sonorité.

4.3.2. MUSICALITE D'UN SON STATIONNAIRE

Le son auquel nous allons nous intéresser est le bruit de la pompe à chaleur uniquement, fonctionnant avec une vitesse de ventilateur maximale, et plus précisément, son bruit de raies.

Ce dernier peut être travaillé en modifiant son acuité, en jouant sur les fréquences des raies, même si la relation avec la gêne sonore n'a pas été établie car son effet est couvert par celui de la sonie,.

Il est aussi possible de faire varier sa tonalité, qui semble avoir un rôle à jouer sur la perception, par le changement de l'émergence des raies du bruit large bande.

La rugosité et la force de fluctuation sont principalement liées au bruit du compresseur dans la pompe à chaleur, mais elles pourraient intervenir s'il arrivait que des raies soient proches. La sonorité d'un bruit peut être modifiée en jouant sur l'amplitude des raies et sur des rapports de fréquences entre raies, ce qui peut permettre d'introduire des accords musicaux. Cette idée a été développée par Klemenz [57] et appliquée au bruit d'une motrice de traction d'un train. Dans son cas, ce sont des rapports de fréquences entre les raies de deux sources, celles du moteur et des roues d'engrenage, qui formaient l'accord musical.

Rappelons qu'un accord musical est caractérisé par un rapport particulier de fréquences entre la note fondamentale et une ou plusieurs autres notes. Ce rapport diffère en fonction de la gamme dans laquelle il est joué. La gamme naturelle est celle employée ici car elle traduit le mieux la justesse des intervalles. Les autres gammes ont été développées pour adapter les problèmes de modulation dans une partition ou de transposition rencontrés avec la gamme naturelle. Puisque nous ne cherchons pas à créer un enchaînement de notes jouant une mélodie, mais à donner une sonorité musicale à un son stationnaire, la gamme naturelle est bien adaptée à notre application.

Les valeurs des intervalles musicaux les plus usités sont répertoriées dans le **Tableau 4-5**.

Tableau 4-5 : Intervalles musicaux et rapports de fréquences associés

Intervalle	Rapport de fréquences entre deux notes
Ton mineur	10/9
Ton majeur	9/8
Tierce mineure	6/5
Tierce majeure	5/4
Quarte juste	4/3
Quinte juste	3/2
Sixte mineure	8/5
Sixte majeure	5/3
Octave	2/1

En musique, un accord peut être utilisé pour transmettre des impressions, des sensations sonores particulières et donc être adapté en fonction du ressenti qu'on veut transmettre par l'intermédiaire du son d'un produit. Généralement, un accord consonant est considéré comme plus brillant, joyeux, entraînant, tandis qu'un accord dissonant donne une impression plus sombre, triste, sérieuse, lourde.

La discordance se produit lorsque les fréquences des notes de l'accord ne sont plus des fréquences des notes de la gamme musicale, mais des fréquences quelconques. La discordance est considérée comme désagréable.

La définition de la consonance/dissonance est contestée et ne fait pas consensus. De nombreuses tentatives pour expliquer la consonance ou la dissonance ont été entreprises depuis des siècles. Cela s'explique par la complexité et les nombreux facteurs auxquels la consonance et la dissonance sont associées, comme la subjectivité, les phénomènes physiologiques, la culture, l'apprentissage...

Historiquement, on peut cependant distinguer plusieurs périodes où la définition de la consonance et de la dissonance a évolué [58] [59] [60] [61]. La première théorie énoncée par Pythagore porte sur les rapports simples de fréquences des notes formant l'accord. Puis, la sensation de fusion des notes multiples s'impose peu à peu comme la nouvelle définition de la consonance/dissonance avec l'avènement de la polyphonie à partir du 9^e siècle. Par la suite, la consonance/dissonance n'est plus uniquement définie par l'intervalle entre les notes ; la note fondamentale est aussi impliquée dans la perception. Cette théorie est poussée plus loin, initiée par des propos de Rameau, pour arriver à la définition de la consonance/dissonance qui correspond à toutes combinaisons de notes formées par

la note fondamentale, sa tierce et/ou sa quinte. La notion dépend donc de la tonalité du morceau joué. Au 19^e siècle, une nouvelle théorie met en relation la consonance/dissonance avec la sensation de rugosité, introduite par Helmholtz. Celui-ci affirme que la consonance est caractérisée par l'impression de constance d'un son, à l'opposé de la dissonance, traduite par un son variant dans le temps. Dans la continuité des travaux de Helmholtz, des théories s'appuient sur une analyse du signal, notamment l'étude de la position relative des harmoniques [62] [63] [64] [65] [66]. Plus récemment, la considération de phénomènes physiologiques et neurologiques pour tenter de définir la consonance/dissonance est largement avancée [67] [68] [69] [70] [71] [72] [73] [74].

Nous n'allons pas débattre ici de la définition de la consonance/dissonance/discordance, ou de la détermination d'une couleur d'un accord, mais nous utilisons ces notions pour apprécier leur potentiel effet sur la perception sonore de la chaudière hybride.

4.3.3. ELABORATION DU TEST

Ce paragraphe aborde le choix du type de test, des échantillons et de l'environnement de l'expérimentation pour ce deuxième test qui porte sur la musicalité des sons de la partie pompe à chaleur. L'objectif est de savoir quelle musicalité serait la plus agréable.

4.3.3.1. TYPE DE TEST

Puisque l'espace sonore étudié est large, le nombre d'échantillons reste grand et le type de test le plus convenable reste l'évaluation comparée.

4.3.3.2. ECHANTILLONS

L'hétérogénéité des sons présentés dans le premier test menait à des corrélations plus faibles. Pour optimiser le placement uniforme des échantillons dans l'espace recherché des solutions, un plan d'expériences a été défini pour choisir les échantillons. Trois facteurs ont été étudiés : le type d'accord musical formé par les raies du bruit de ventilateur, sa hauteur donnée par la fréquence du fondamental et son émergence du bruit à large bande. Quatre niveaux sont choisis car le type de variation (linéaire, quadratique, ...) des paramètres en fonction de la gêne n'est pas connu. Le nombre total d'échantillons, qui s'élève à 16 sons avec ce plan, est raisonnable (inférieur au test précédent).

Pour le choix des accords, nous avons voulu couvrir une palette musicale la plus grande possible. C'est pourquoi un accord consonant, un dissonant et un discordant sont retenus. Le mode mineur/majeur est distingué sur l'accord consonant choisi parfait, constitué d'un accord de quinte

juste et d'une tierce soit mineure, soit majeure selon le mode. L'accord dissonant est construit en abaissant d'un demi-ton le fondamental, alors que, pour l'accord discordant, celle-ci est diminuée de 1% de sa fréquence, soit deux hertz environ.

Nous restons cependant conscients de la grande diversité des possibilités.

Le choix de la hauteur et de l'émergence des raies de l'accord est fait de telle sorte qu'il couvre un espace sonore englobant le plus de solutions possibles, mais il doit rester réaliste dans le contexte de la chaudière hybride.

Les quatre hauteurs (le terme « tonalité » dans le sens de la musique n'est pas adapté) sont décidées à partir de la FPP égale à 323 Hz dans la V1.5. Cette fréquence sera respectivement celle du fondamental, puis de la tierce majeure et enfin de la quinte pour trois des hauteurs, ce qui revient à dire que la fréquence de leur fondamental est égale à 323, 258,4 et 215,3 Hz. La quatrième et dernière hauteur correspond à la tierce pour l'accord ayant un fondamental à 323 Hz ; elle vaut par conséquent 404 Hz.

La détermination des valeurs d'émergence a nécessité une étape d'exploration du seuil de perception des raies émergentes du bruit à large bande de la pompe à chaleur ; il a été déterminé à 6 dB. Un pas de 3 dB d'émergence est ensuite choisi pour que les différences d'émergences soient perçues entre chaque niveau.

Le plan d'expérience (**Tableau 4-6**) présente les caractéristiques des 16 sons choisis. Les numéros des sons sont ceux utilisés dans le test.

Tableau 4-6 : Caractéristiques des sons du test portant sur la musicalité

No	Fréquence (Hz)	Emergence (dB)	Accord
8	404	13	Consonant Majeur
16	404	4	Discordant
4	404	10	Consonant Mineur
12	404	7	Dissonant
9	323	13	Discordant
2	258,4	10	Discordant
6	258,4	13	Dissonant
13	323	10	Dissonant
7	215,3	7	Discordant
11	215,3	10	Consonant Majeur
5	323	7	Consonant Mineur
15	215,3	13	Consonant Mineur
1	323	4	Consonant Majeur
10	258,4	4	Consonant Mineur
14	258,4	7	Consonant Majeur
3	215,3	4	Dissonant

Les sons sont synthétisés à l'aide du logiciel Adobe Audition. Le bruit à large bande de la chaudière hybride est reconstitué à partir d'un bruit rose filtré, puis des tons purs correspondant aux fréquences des trois notes formant l'accord musical y sont superposés. Les harmoniques des notes n'émergent pas du bruit à large bande. Le spectre ne contient donc que trois raies d'amplitude égale.

Deux sons sont ajoutés aux 16 déjà existant. L'un représente le bruit synthétisé de la chaudière, bruit de référence, et le second correspond au son 3 que l'on double, pour évaluer le sérieux des sujets. Ils ont respectivement les numéros 17 et 18.

4.3.4. ENVIRONNEMENT DE L'EXPERIMENTATION

Le test se déroule entièrement dans la chambre semi-anéchoïque du LMVA (*Figure 4-32*) ; il en a été décidé ainsi car la différence entre chacun des sons est subtile. L'environnement d'écoute doit par conséquent être contrôlé. Le son provient d'une unique enceinte (Cabasse) pour simuler la source de bruit engendré par la chaudière.



Figure 4-32 : Conditions de passage du test d'écoute dans la salle semi-anéchoïque

Le sujet est placé sur une chaise faisant face à l'enceinte, disposée à une hauteur possible d'installation de la chaudière hybride, et à une distance de 1,5 m. Une table est intercalée entre les deux, sur laquelle un ordinateur est installé pour contrôler l'écoute et la notation des sons.

Les sons étant à isotonie, le réglage de l'enceinte se fait par rapport à un son. Il a été décidé que ce son est celui de la chaudière hybride synthétisé, bruit de référence dans ce test. Le niveau sonore relevé au niveau des oreilles est réglé de telle sorte qu'il soit équivalent à celui qui existerait devant la chaudière.

4.3.5. CONDUITE DES TESTS

Les auditeurs sont principalement des personnels et des étudiants des **Arts et Métiers ParisTech**, à cause de la contrainte liée au lieu du test.

Au début, quelques informations concernant la personne sont recueillies de manière anonyme pour une analyse statistique. On relève l'âge, le sexe, la connaissance ou non de bases musicales, puis le test commence.

Comme pour le premier, tous les sons et leur barre de notation (allant de 1 à 10) sont affichés sur une même page. L'interface graphique est constituée d'icônes sur lesquelles le sujet doit cliquer pour entendre l'extrait sonore choisi. Il doit ensuite noter de 1 à 10 l'agrément ressenti. Les sons peuvent être écoutés dans n'importe quel ordre et autant de fois que nécessaire. Les notes peuvent être modifiées tant que les résultats n'ont pas été validés. Le sujet doit également utiliser toute la plage de notation, il a l'obligation de noter au moins un son à 1 et au moins un autre à 10 pour obtenir une échelle de notes identique pour chaque sujet.

4.3.6. ANALYSE DES RESULTATS

Les analyses porteront dans un premier temps sur la population ayant participé au test. Puis les caractéristiques sonores des sons présentés seront mises en relation avec la notation moyenne par une série d'analyses.

4.3.6.1. POPULATION CONSTITUANT LE JURY

37 personnes ont passé le test. La répartition des sujets selon les informations relevées en début du test (cf. §4.3.5) est synthétisée dans le **Tableau 4-7**.

Tableau 4-7 : Répartition de la population en fonction du sexe, de l'âge et de leur connaissance de la musique

Nombre total de sujets	37
Sexe masculin	31
Sexe féminin	6
Âge min	22
Âge max	70
Tranche âge 21-30	22
Tranche âge 31-40	3
Tranche âge 41-50	6
Tranche âge 51-60	3
Tranche âge 61-70	3
Avec notions en musique	18
Sans notions en musique	19

Les réponses ont été traitées selon 5 groupes : l'ensemble des auditeurs, les personnes possédant des notions en musique (45%), les personnes sans notions en musique (55%), les femmes (18%) et les

hommes (82%). Le **Tableau 4-8** donne la moyenne de chaque groupe ordonnée par ordre croissant. Les sons sont présentés en échelle de couleur pour une meilleure observation de leur position dans chaque groupe (**Tableau 4-6**).

Tableau 4-8 : Moyennes des échantillons de sons en fonction de la connaissance des sujets en musique et de leur sexe

		Notions en musique: NON		Notions en musique: OUI		Sexe: Féminin		Sexe: Masculin	
Son	Moyenne	Son	Moyenne	Son	Moyenne	Son	Moyenne	Son	Moyenne
8	2,317	8	1,667	16	2,88	16	2,571	8	2,118
16	2,829	16	2,619	8	2,882	4	3,286	16	2,882
4	3,293	12	2,857	9	3,294	7	3,286	4	3,147
12	3,341	4	3,048	4	3,353	8	3,286	12	3,294
9	3,634	9	3,952	2	3,941	2	3,571	9	3,647
2	4,293	13	4,333	12	4,000	9	3,571	13	4,441
17	4,512	6	4,381	17	4,059	17	3,571	6	4,500
6	4,683	11	4,571	7	4,471	12	4,286	2	4,588
11	4,951	2	4,714	6	5,059	3	4,714	11	4,588
7	4,951	15	4,857	11	5,529	10	5,286	17	4,706
13	5,024	5	5,000	5	5,588	6	5,571	15	4,912
5	5,317	17	5,095	13	5,706	1	5,714	5	5,176
15	5,317	7	5,429	10	5,706	5	6,000	7	5,294
1	5,610	1	5,571	1	5,882	18	6,000	14	5,441
14	5,805	3	5,667	15	5,941	11	6,714	1	5,588
10	5,805	14	5,714	14	6,235	13	7,143	10	5,912
3	5,878	10	6,000	3	6,353	15	7,286	3	6,118
18	6,317	18	6,143	18	6,529	14	7,571	18	6,382

La position de chaque son est presque pareille dans tous les groupes, à l'exception des femmes. La différence peut être due à la faible proportion de femmes (18%) dans le jury.

Pour vérifier que le nombre d'auditeurs est suffisant pour le test, nous avons tracé la variance en fonction de ce nombre (**Figure 4-33**, **Figure 4-34** et **Figure 4-35**) afin de déterminer la valeur à partir de laquelle il y a une convergence.

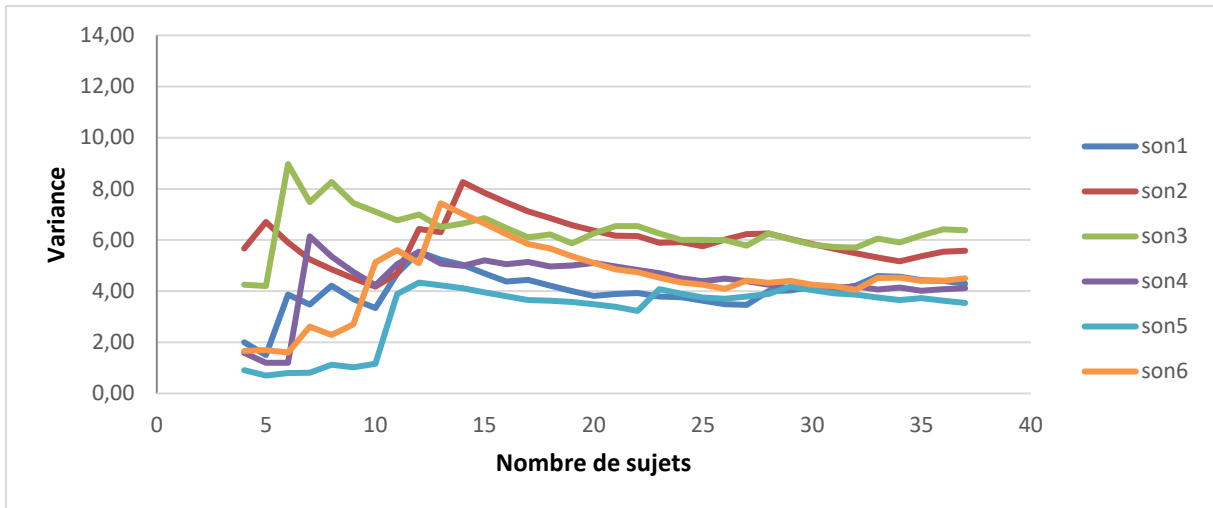


Figure 4-33 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 1 à 6

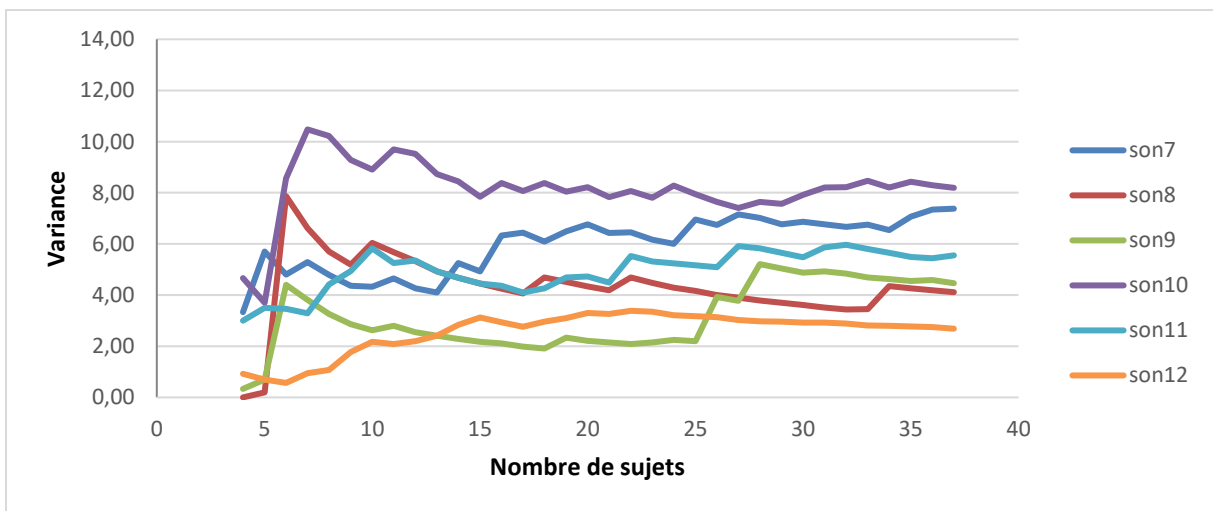


Figure 4-34 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 7 à 12

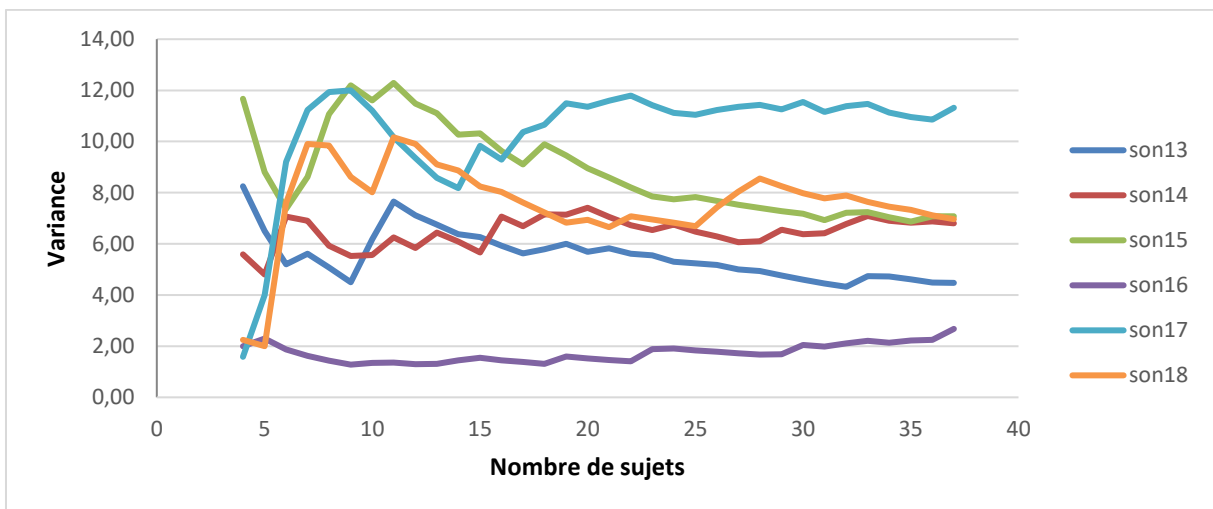


Figure 4-35 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 13 à 18

Ces courbes est convergent. Quelques fluctuations peuvent survenir lorsqu'un sujet donne une note significativement différente de celles recueillies précédemment. La valeur vers laquelle tend la variance cumulée reste grande avec un nombre croissant de sujets. La dispersion de la notation des sujets est donc propre à la population et non au nombre limité de sujets.

Selon les sons, on remarque que la variance est plus ou moins grande, ce qui signifie que les sujets n'expriment pas le même accord/désaccord avec la même détermination. Par exemple, l'échantillon 16 a une variance autour de 2, ce qui est faible. Cela signifie que les auditeurs expriment un avis semblable sur la perception de ce son. En revanche, la variance est très supérieure pour l'échantillon 17, traduisant une divergence d'opinion plus importante.

4.3.6.2. ANALYSE DES PARAMETRES SONORES

Comme la variance est grande, différentes analyses sont effectuées pour dégager des tendances, chaque outil permettant de tirer des conclusions complémentaires.

En premier lieu, des méthodes d'analyses qualitatives sont réalisées à l'aide du logiciel **R** : l'Analyse en Composantes Principales, portant sur le lien entre la perception sonore, donnée par la note, et la variance moyenne des sons, et leurs caractéristiques acoustiques, puis l'Analyse Factorielle des Correspondances, permettant de placer les sons dans un espace où la position des valeurs de l'échelle de notation est représentée. Dans un deuxième temps, des méthodes quantitatives sont utilisées, telles que la régression linéaire et l'analyse de la variance, afin de déterminer s'il existe effectivement une influence des caractéristiques sonores sur la perception et évaluer leur contribution relative sous forme d'un modèle.

ANALYSE EN COMPOSANTES PRINCIPALES (ACP)

Une ACP sur cinq facteurs est menée comprenant les trois paramètres étudiés : Fréquence, Émergence et Accord (cf. **Tableau 4-6**), ainsi que la Moyenne et la Variance des notes pour chaque son. La composition des dimensions issues de l'ACP est donnée sur la **Figure 4-36**. Les trois dimensions les plus importantes expliquent 93% des résultats.

Eigenvalues										
	Dim.1	Dim.2	Dim.3	Dim.4	Dim.5					
Variance	2.564	1.087	1.000	0.262	0.088					
% of var.	51.274	21.739	20.000	5.236	1.751					
Cumulative % of var.	51.274	73.013	93.013	98.249	100.000					
Individuals										
	Dist	Dim.1	ctr	cos2	Dim.2	ctr	cos2	Dim.3	ctr	cos2
1	2.190	0.517	0.651	0.056	-2.027	23.618	0.857	-0.564	1.985	0.066
2	1.556	0.131	0.042	0.007	1.168	7.851	0.564	0.999	6.234	0.412
3	2.382	2.022	9.971	0.721	-0.607	2.121	0.065	1.085	7.361	0.208
4	2.159	-2.004	9.792	0.862	-0.169	0.164	0.006	-0.676	2.857	0.098
5	1.464	-0.356	0.309	0.059	-1.034	6.146	0.499	-0.198	0.246	0.018
6	1.611	-0.132	0.043	0.007	1.289	9.558	0.640	-0.211	0.278	0.017
7	2.244	1.481	5.349	0.436	0.741	3.154	0.109	1.450	13.149	0.418
8	3.221	-2.448	14.610	0.578	0.391	0.877	0.015	-1.886	22.221	0.343
9	2.091	-0.878	1.881	0.176	1.768	17.975	0.715	0.532	1.770	0.065
10	2.626	2.230	12.126	0.721	-0.906	4.722	0.119	0.268	0.450	0.010
11	1.892	1.068	2.783	0.319	0.092	0.049	0.002	-1.334	11.117	0.497
12	2.388	-2.218	11.995	0.863	-0.698	2.799	0.085	0.533	1.778	0.050
13	0.828	-0.277	0.187	0.112	0.319	0.587	0.149	0.167	0.174	0.041
14	2.137	1.736	7.343	0.660	-0.791	3.597	0.137	-0.941	5.537	0.194
15	2.414	1.688	6.947	0.489	1.417	11.544	0.344	-0.968	5.862	0.161
16	3.266	-2.559	15.970	0.614	-0.954	5.237	0.085	1.743	18.983	0.285
Variables										
	Dim.1	ctr	cos2	Dim.2	ctr	cos2	Dim.3	ctr	cos2	
Fréquence	-0.921	33.055	0.847	-0.288	7.635	0.083	-0.049	0.239	0.002	
Émergence	-0.239	2.220	0.057	0.838	64.664	0.703	-0.472	22.272	0.223	
Accord	-0.179	1.251	0.032	0.433	17.285	0.188	0.880	77.489	0.775	
Moyenne	0.921	33.103	0.849	-0.226	4.683	0.051	0.000	0.000	0.000	
Variance	0.882	30.372	0.779	0.250	5.733	0.062	0.000	0.000	0.000	

Figure 4-36 : Dimensions issues de l'ACP

La dimension 1 représente principalement les grandeurs Fréquence, Moyenne et Variance. Leur représentativité est bonne sur cette dimension (supérieure à 75%). Les dimensions 2 et 3 décrivent l'Émergence et l'Accord. La dimension 2 traduit particulièrement bien l'Émergence et, dans une moindre mesure, l'Accord. Cet ordre est inversé pour la dimension 3. Ces constatations sont visibles sur le graphique des variables projeté sur les dimensions 1 et 2 sur la **Figure 4-37** et sur les dimensions 1 et 3 sur la **Figure 4-38**.

Le graphique des variables représente les grandeurs par un vecteur dans le nouvel espace défini par l'ACP. La représentativité d'une grandeur sur un plan est meilleure pour un vecteur de norme proche de 1 (du cercle). Sur le graphique des individus, les échantillons sont représentés par un point dans le domaine formé par les nouvelles dimensions.

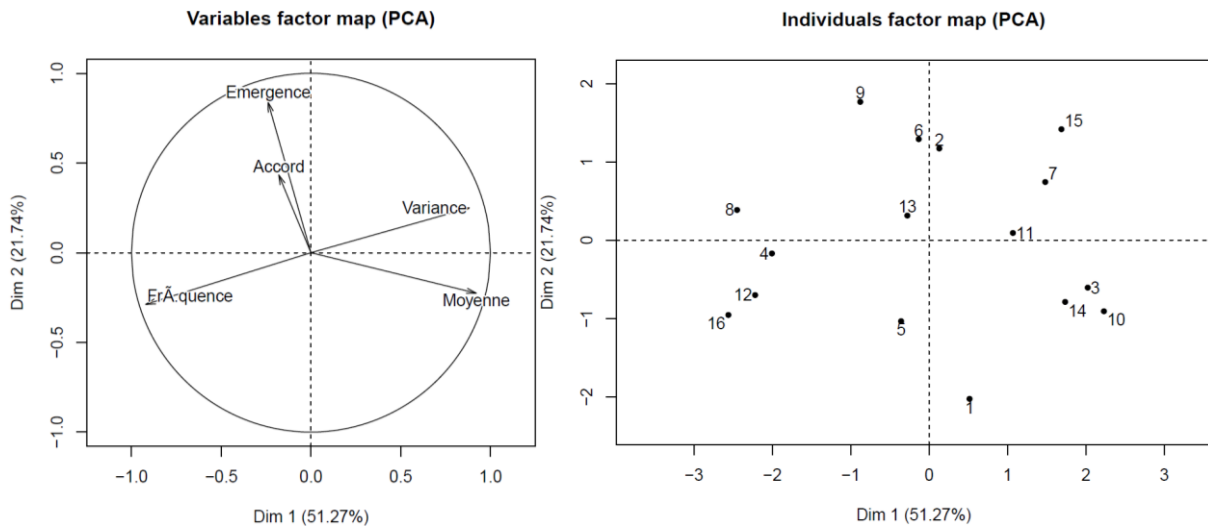


Figure 4-37 : Graphique des variables et des individus selon les dimensions 1 et 2

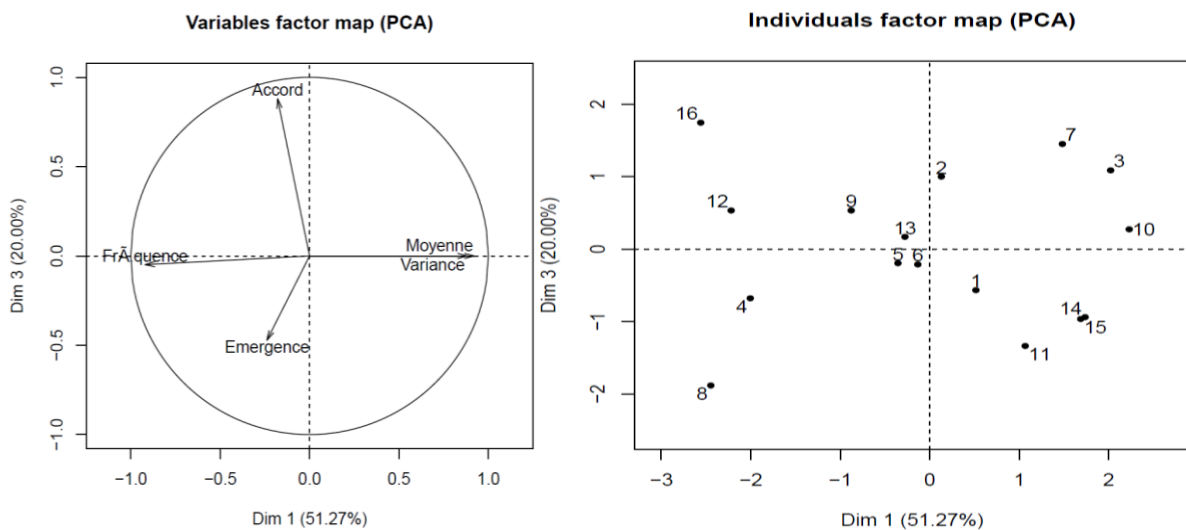


Figure 4-38 : Graphique des variables et des individus selon les dimensions 1 et 3

D'après la **Figure 4-37** et la **Figure 4-38**, quand la Moyenne diminue, la Variance baisse aussi. Cela signifie que les sujets sont plus d'accord sur les sons les plus gênants et inversement. La Moyenne évolue de manière opposée à la Fréquence. Plus le son est aigu (n°8, 4, 12 et 16), plus il est perçu comme gênant. L'Émergence et l'Accord sont opposés à la Moyenne, mais la cohérence est faible selon la projection dans ce plan. Moins les raies émergent, mieux les sons sont appréciés.

À la suite de ces remarques, on peut dire que les sons 8, 12, 16 et 4 sont les moins bien notés, les plus appréciés sont les échantillons 14, 3 et 10.

ANALYSE FACTORIELLE DES CORRESPONDANCES (AFC)

La **Figure 4-39** présente les résultats de l'AFC. Les trois dimensions les plus importantes représentent 81,6% de la répartition des individus (sons).

Eigenvalues									
	Dim.1	Dim.2	Dim.3	Dim.4	Dim.5	Dim.6	Dim.7	Dim.8	Dim.9
Variance	0.261	0.112	0.065	0.035	0.024	0.020	0.012	0.006	0.001
% of var.	48.608	20.842	12.197	6.558	4.513	3.668	2.225	1.184	0.204
Cumulative % of var.	48.608	69.451	81.648	88.207	92.719	96.387	98.613	99.796	100.000

Rows									
	Dim.1	ctr	cos2	Dim.2	ctr	cos2	Dim.3	ctr	cos2
1	-1.262	65.192	0.888	0.387	14.267	0.083	0.218	7.734	0.026
2	-0.300	4.592	0.210	-0.217	5.620	0.110	-0.503	51.507	0.592
3	-0.104	0.652	0.050	-0.305	13.127	0.430	-0.079	1.502	0.029
4	0.242	3.130	0.194	-0.292	10.556	0.281	0.332	23.441	0.365
5	0.128	0.712	0.083	-0.267	7.164	0.357	0.029	0.144	0.004
6	0.197	1.419	0.130	-0.096	0.777	0.031	0.292	12.410	0.285
7	0.579	10.908	0.608	0.340	8.786	0.210	-0.046	0.273	0.004
8	0.548	6.395	0.432	0.420	8.749	0.253	-0.049	0.202	0.003
9	0.496	4.684	0.330	0.545	13.223	0.400	-0.108	0.884	0.016
10	0.303	2.316	0.155	0.549	17.730	0.510	-0.138	1.903	0.032

Columns									
	Dim.1	ctr	cos2	Dim.2	ctr	cos2	Dim.3	ctr	cos2
son.1	0.494	5.194	0.556	0.037	0.066	0.003	0.158	2.119	0.057
son.2	0.004	0.000	0.000	-0.213	2.259	0.522	0.017	0.024	0.003
son.3	0.482	4.940	0.444	0.179	1.595	0.061	0.089	0.674	0.015
son.4	-0.588	7.358	0.601	-0.220	2.405	0.084	0.227	4.362	0.089
son.5	0.451	4.324	0.395	-0.266	3.513	0.138	0.463	18.169	0.417
son.6	0.205	0.897	0.171	-0.357	6.344	0.518	0.195	3.217	0.154
son.7	0.122	0.315	0.045	0.132	0.869	0.054	-0.214	3.888	0.140
son.8	-1.454	45.010	0.853	0.432	9.259	0.075	0.381	12.350	0.059
son.9	-0.279	1.655	0.211	-0.333	5.492	0.300	-0.273	6.319	0.202
son.10	0.343	2.508	0.245	0.324	5.215	0.218	-0.371	11.663	0.286
son.11	0.338	2.437	0.480	-0.135	0.899	0.076	-0.068	0.394	0.019
son.12	-0.279	1.662	0.134	-0.548	14.907	0.513	-0.287	6.991	0.141
son.13	0.274	1.604	0.267	-0.264	3.454	0.246	0.244	5.051	0.211
son.14	0.368	2.884	0.445	0.285	4.025	0.266	0.173	2.534	0.098
son.15	0.218	1.011	0.307	0.065	0.211	0.027	-0.009	0.007	0.001

Figure 4-39 : Dimensions issues de l'AFC

Les graphiques des variables (**Figure 4-40** et **Figure 4-41**), tracés respectivement selon les dimensions 1 et 2 et les dimensions 1 et 3, donnent les notes ● et les sons ▲.

On étudie les proximités entre les sons et les notes, même s'il faut faire attention aux erreurs dues aux projections.

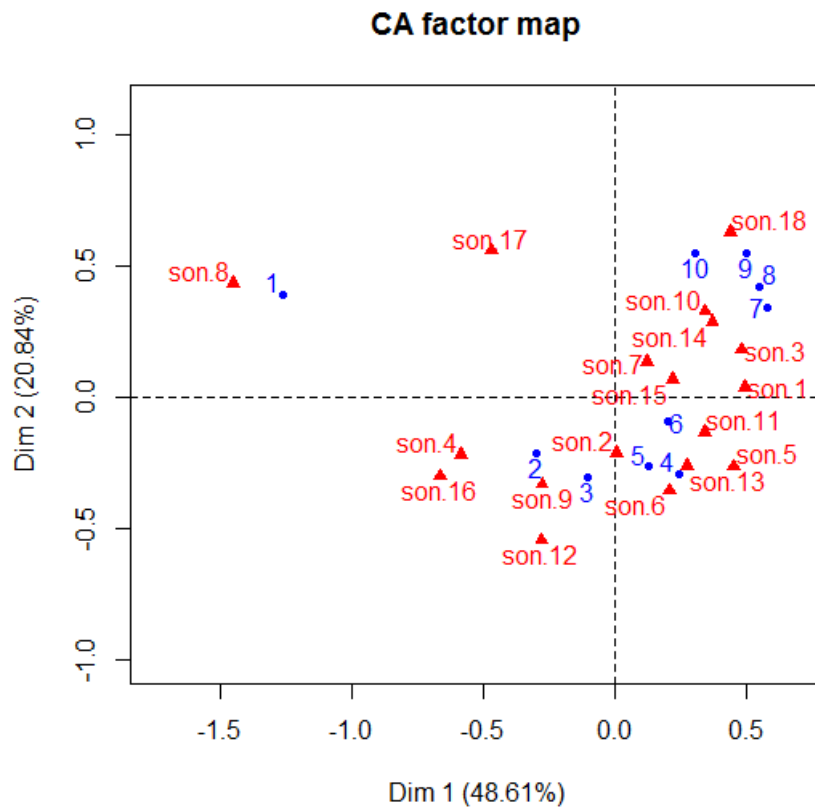


Figure 4-40 : Graphique des variables - Dimensions 1 et 2

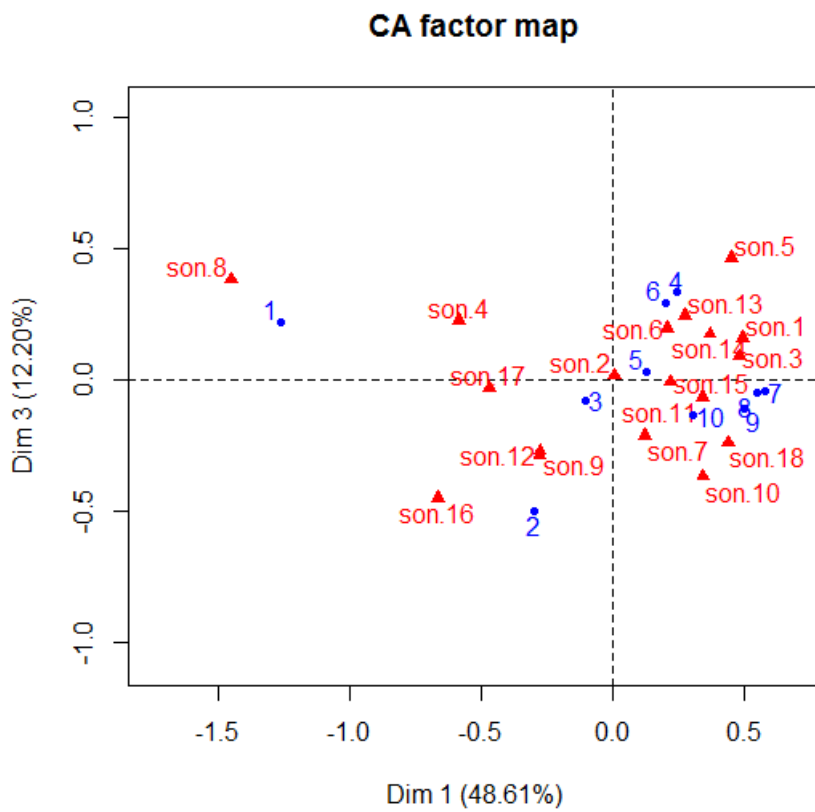


Figure 4-41 : Graphique des variables - Dimensions 1 et 3

Globalement, les notes sont croissantes selon la dimension 1. La dimension 2 distingue les notes extrêmes, soient 1 et le groupe allant de 7 à 10, des notes intermédiaires.

Le son le plus proche de la note 1, soit le plus gênant, est le son 8, ce qui n'était pas aussi flagrant dans l'ACP. À l'opposé, le groupe des meilleures notes allant de 7 à 10 est entouré des sons 3, 14, 10 et 18, les plus appréciés selon les dimensions 1 et 2. D'autres échantillons (7, 11 et 15) qui étaient plus distants des meilleures notes, le sont moins dans le plan formé par les axes 1 et 3. Les autres échantillons ne plaisent pas autant, mais ils se démarquent nettement de la note 1 tandis qu'ils restent proches de ceux les plus appréciés. Le son 18 ressort particulièrement ; on peut considérer que c'est le plus apprécié.

Le son 17 est placé entre la note 1 et le groupe des meilleures notes dans le plan formé par les dimensions 1 et 2, ce qui rend l'analyse difficile. Lorsque le nuage de points est projeté selon les axes 1 et 3, le son 17 se trouve entouré des notes les plus mauvaises, bien qu'il reste entre les notes extrêmes. Malgré cela, on peut supposer qu'il est le plus souvent considéré comme gênant. Ce résultat qui reflète une divergence d'opinion très marquée, est dû à la particularité du son 17 synthétisant la pompe à chaleur. Il est moins tonal et ne présente qu'une raie à la fréquence de passage des pales.

REGRESSIONS LINEAIRES

Des régressions linéaires sont réalisées entre les notes moyennes et les différents paramètres (type d'accord, fréquence fondamentale et émergence des raies) pour déterminer leur corrélation et leur relation. Les différences de notation en fonction de la connaissance en musique des auditeurs sont aussi étudiées dans ce paragraphe.

La régression linéaire entre la notation des auditeurs et la hauteur de l'accord musical, l'émergence et le type d'accord est présentée sur la **Figure 4-42**. Tous les échantillons sont pris en compte.

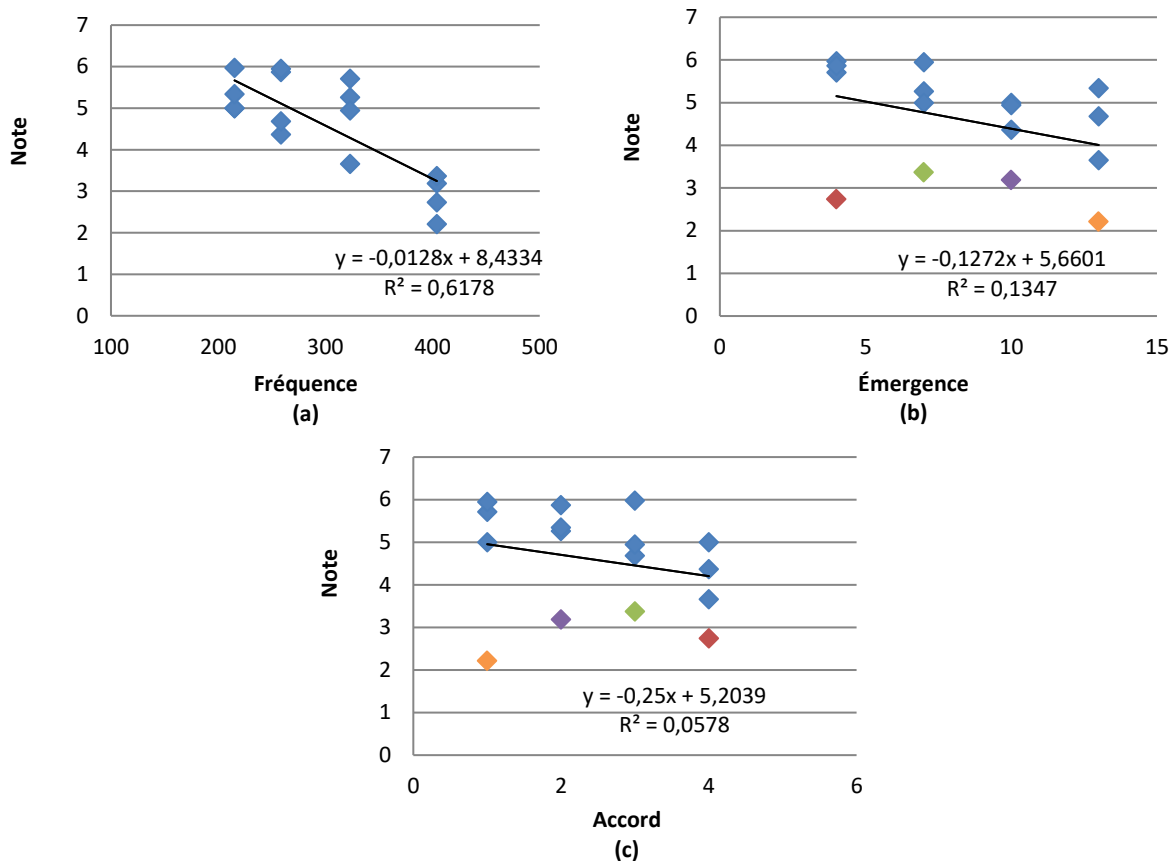


Figure 4-42 : Régression linéaire des notes moyennes en fonction de la fréquence (a), de l'émergence (b) et du type d'accord (c)

La Fréquence est le facteur le mieux corrélé avec la perception de la gêne pour des sons à isotonie. C'est aussi celui qui a la plus forte influence sur la note. On retrouve que plus la fréquence augmente, plus le son est gênant. L'Émergence et l'Accord ont un coefficient de détermination très faible. Cependant, certains points (4, 8, 12 et 16 représentés en couleur) s'écartent du paquet central ; ils ont en commun d'avoir la fréquence fondamentale la plus élevée. Ces sons portent un poids important sur le calcul du coefficient de détermination.

Si on les retire de l'analyse (**Figure 4-43**), le coefficient de détermination devient plus significatif. Les influences de l'émergence et des accords sont visibles dans les basses fréquences mais ne le sont pas en hautes fréquences, car la gêne liée à la hauteur du son prend le pas sur l'Émergence et les Accords. Il y a donc interaction entre ces paramètres.

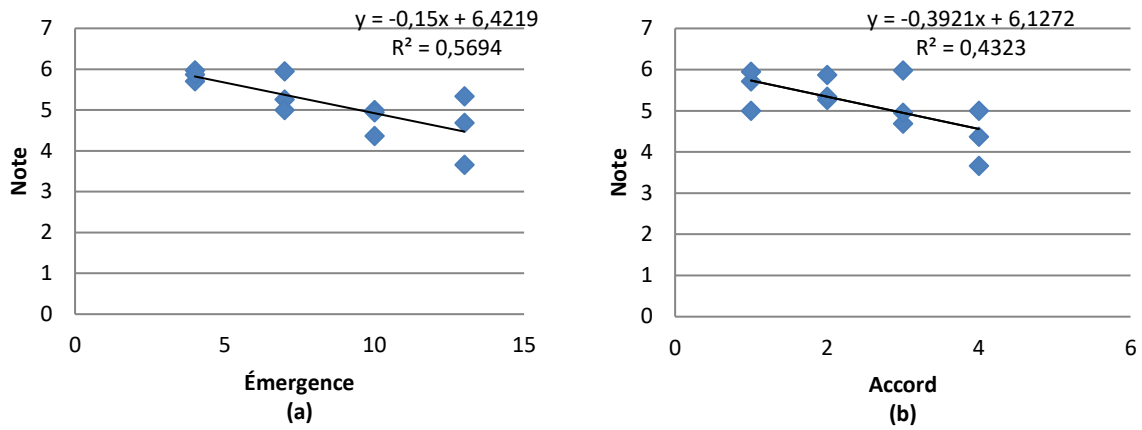


Figure 4-43 : Régression linéaire des notes moyennes en fonction de l'émergence (a) et du type d'accord (b) sans les sons les plus aigus

Nous nous intéressons maintenant aux écarts de notation en fonction de la connaissance en musique des auditeurs. Les régressions linéaires de la **Figure 4-44** entre les notes et les trois paramètres distinguent les sujets selon leur éducation musicale.

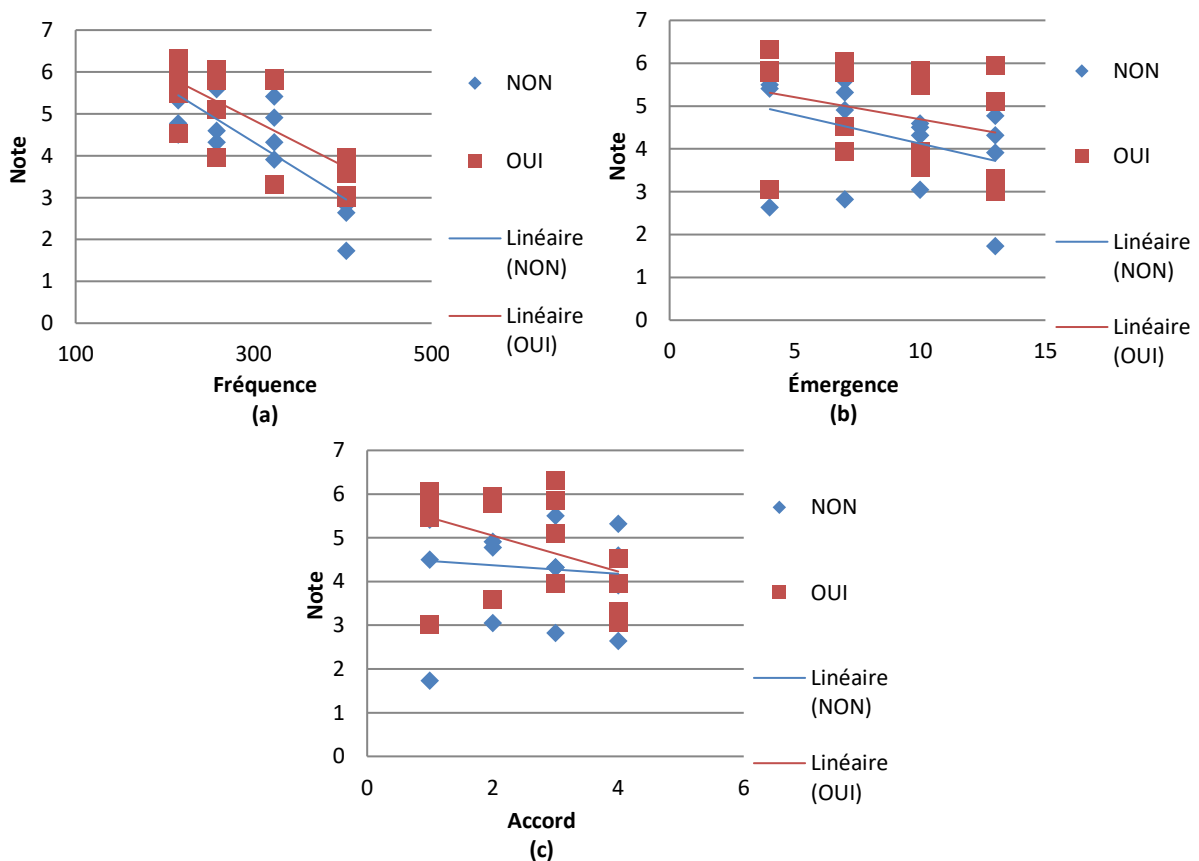


Figure 4-44 : Régression linéaire entre les notes moyennes et la fréquence (a), l'émergence (b) et le type d'accord (c) selon la connaissance en musique

Pour la Fréquence et l'Émergence, l'évolution de la perception de la gêne est semblable entre les deux groupes. Cependant, les sujets ayant des notions en musique attribuent une note généralement plus élevée que les autres. Quant à l'Accord, la pente de la droite de corrélation est très faible pour les sujets n'ayant pas de connaissance musicale, ce qui laisse penser que ce facteur a une moindre importance sur la perception de la gêne. Ces sujets sont donc moins sensibles à la musicalité introduite dans les sons de pompe à chaleur.

ANALYSE DE LA MOYENNE ET DE LA VARIANCE

La moyenne et la variance de chaque échantillon sont représentées sur la **Figure 4-45**. Son analyse permet de tirer de premières conclusions.

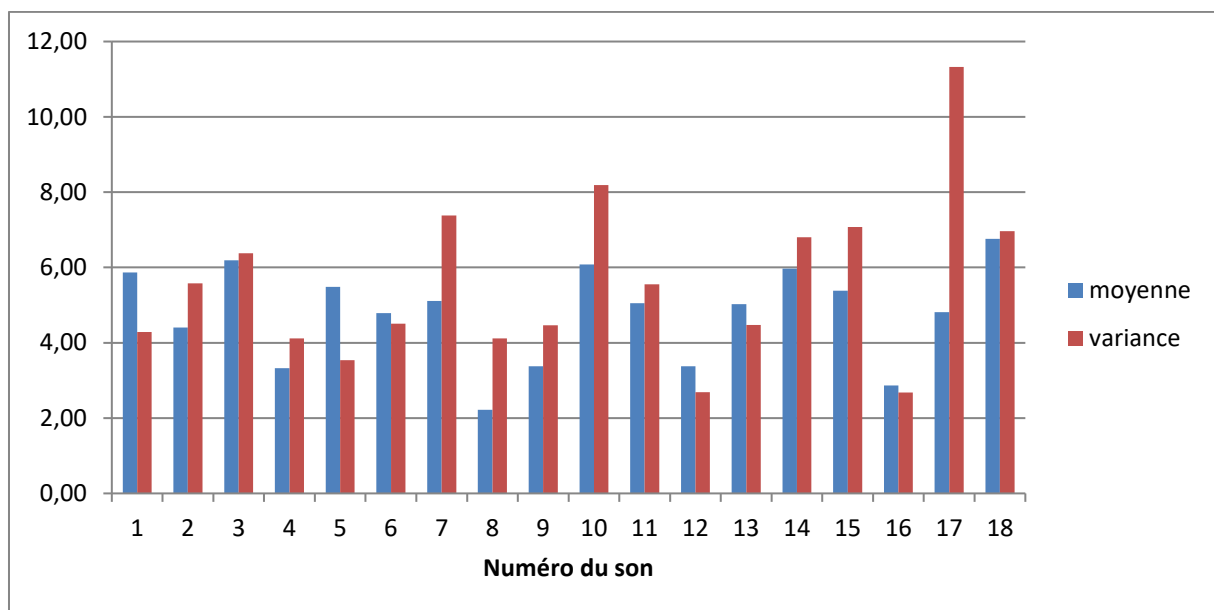


Figure 4-45 : Histogramme de la moyenne et de la variance pour chaque son du test portant sur la musicalité

La moyenne des notes varie entre 2,22 et 6,76 sur une échelle allant de 1 à 10. Il y a une grande variabilité de la variance en fonction des sons, comme cela a été relevé au paragraphe 4.3.6.1. Selon les sons, la perception de l'agrément/désagrément n'est pas partagée de la même manière par les individus.

On remarque que pour les sons les moins bien notés, comme les numéros 12 et 16, la variance prend les valeurs les plus faibles. Cela signifie que les sujets sont d'accord sur le fait qu'ils sont désagréables.

Les variances les plus grandes concernent des sons ayant tous une moyenne au-dessus de 5, ce qui est assez élevé sachant que la moyenne la plus grande est de 6,76 pour le son 18 dont la variance est parmi les plus grandes.

La variance la plus élevée relative à l'échantillon 17 qui se détache vraiment, correspond au son synthétisé de la pompe à chaleur. Les auditeurs l'ont bien différencié des autres sons, ce qui explique cette divergence d'opinion concernant son agrément, les sujets n'ayant plus les mêmes critères de décision sur lesquels ils se fondent pour attribuer une note.

Globalement, la variance est plus faible pour les sons les moins bien notés, alors que la dispersion des notes est généralement supérieure quand les sons ont de meilleures notes. Les sujets sont donc davantage d'accord sur les sons qui leurs déplaisent.

ANALYSE DU PLAN D'EXPERIENCE – MOYENNE DES NOTES

Les essais correspondent à la mise en place d'un plan d'expérience. L'analyse de ce plan en fonction des différents paramètres donne leur influence sur la perception grâce à la détermination des effets et à l'analyse de la variance.

La moyenne des notes de tous les sons s'élève à 4,67. Les effets de chacun des trois facteurs sont représentés sur les **Figure 4-46**, **Figure 4-47** et **Figure 4-48**.

FREQUENCE

La **Figure 4-46** montre les effets de la hauteur de l'accord musical sur la notation.

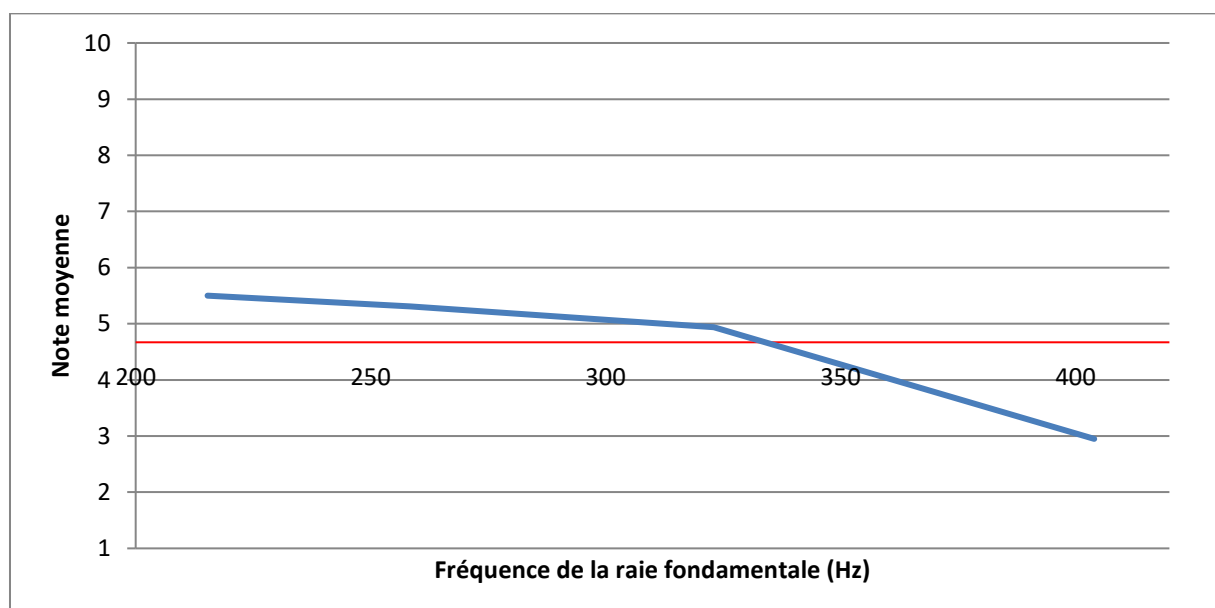


Figure 4-46 : Graphique des effets du facteur « raie fondamentale » sur la moyenne

L'influence de la fréquence sur la note ne décroît pas de manière linéaire. La dépréciation des sons est encore plus marquée à partir d'une certaine fréquence. Il y a une différence de 2,56 points sur une échelle de 1 à 10 entre les sons les plus aigus (moins bien notés) et les sons les plus graves (mieux notés).

De manière générale, plus les bruits sont graves, mieux ils sont perçus sur la plage de fréquence étudiée. Cette tendance n'est pas linéaire, la dépréciation est plus marquée au fur et à mesure que la fréquence augmente.

EMERGENCE

La **Figure 4-47** donne les effets de l'émergence des raies.

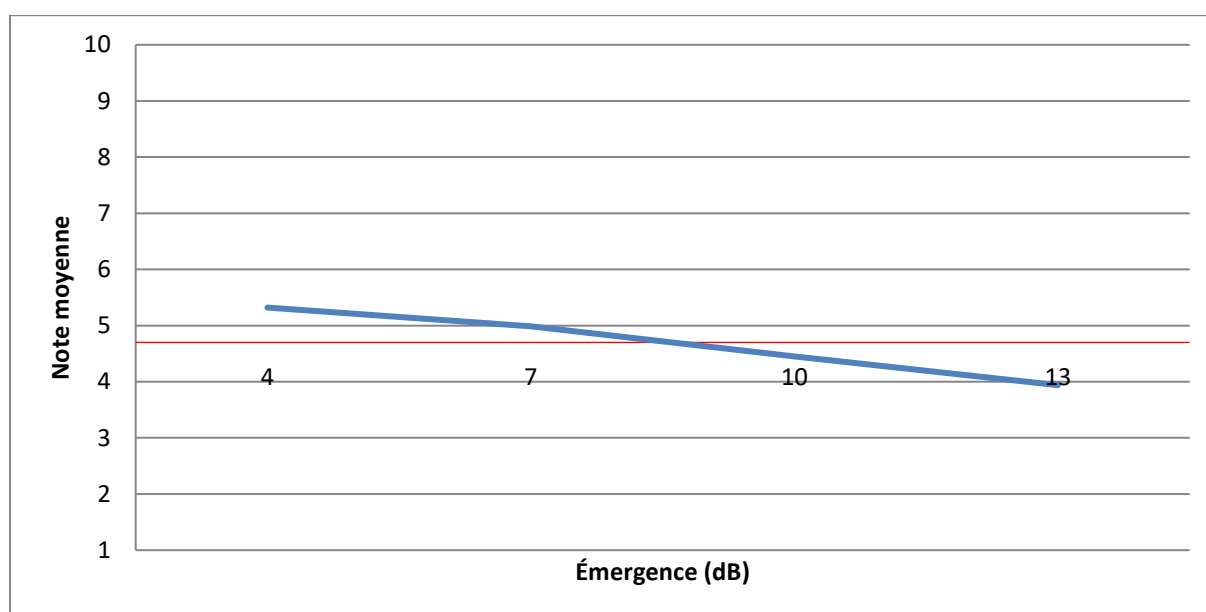


Figure 4-47 : Graphique des effets du facteur « émergence des raies » sur la moyenne

Quant à l'émergence des raies du bruit à large bande, la variation de la perception de l'agrément des sons est globalement linéaire en fonction de l'émergence.

Les sons dont les raies émergent le moins du bruit à large bande ont une note moyenne de 1,39 points supérieure à celle des sons avec les émergences les plus grandes. Comme cela pouvait être pressenti, moins l'émergence est forte, plus le son est apprécié.

TYPE D'ACCORD MUSICAL

La **Figure 4-48** présente les effets du type d'accord musical sur la notation.

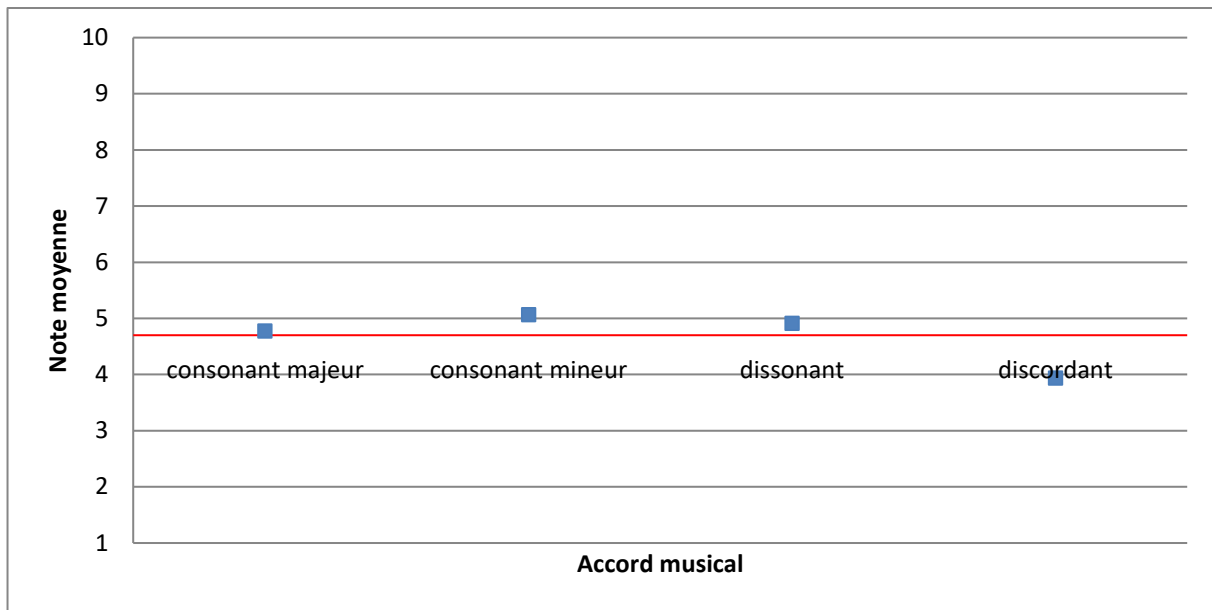


Figure 4-48 : Graphique des effets du facteur « type d'accord » sur la moyenne

La différence de notes entre l'accord le mieux perçu et celui le plus déprécié est de 1,1 point. Les accords consonants mineurs sont les mieux perçus suivis des accords dissonants puis des accords consonants majeurs ; le moins apprécié est l'accord discordant.

ANOVA – TEST DE FISHER-SNEDECOR

Ce test est appliqué aux trois paramètres (cf. **Tableau 4-9**) afin de déterminer si leur influence est significative sur la notation des auditeurs.

Tableau 4-9 : Analyse de la variance sur les notes moyennées

	Qx	ddl	variance	Fexp	Fthé 5%	significatif?
Fréquence	16,60	3	5,53	75,96	4,76	VRAI
Émergence	4,42	3	1,47	20,23	4,76	VRAI
Accord	3,06	3	1,02	13,98	4,76	VRAI
Résidus	0,44	6	0,07			

Tous les facteurs agissent de manière significative avec un risque de 5% d'erreur sur la perception de l'agrément, mais avec un poids différent. Leur influence est plus importante que la variabilité des notes.

La fréquence fondamentale est le facteur le plus influent sur la perception de l'agrément. L'émergence a un impact aussi sur l'évaluation sonore, mais avec une importance moindre que la hauteur de l'accord. Le type d'accord est le paramètre à avoir l'influence la plus faible sur les notes.

Ces résultats permettent de valider les tendances déduites de l'analyse des effets des trois facteurs. Le modèle résultant de cette analyse donnant la note moyenne d'un son en fonction des trois facteurs est le suivant :

$$\begin{aligned} \text{moyenne} &= 4,67 + [0,83 \quad 0,64 \quad 0,26 \quad -1,73] \text{fréquence} \\ &+ [0,65 \quad 0,31 \quad -0,22 \quad -0,74] \text{émergence} \\ &+ [0,10 \quad 0,39 \quad 0,24 \quad -0,74] \text{accord} \end{aligned}$$

La note la plus élevée est atteinte pour le son le plus grave, dont les raies émergent le moins du bruit à large bande, et forment un accord consonant mineur.

ANALYSE DU PLAN D'EXPERIENCE – ÉCART-TYPE

La variance étant très grande (cf. **Figure 4-45**), il est important d'effectuer une analyse de l'écart-type des notes. Par ailleurs, cette analyse est intéressante pour dégager des comportements sur l'affectation des notes, toujours en fonction des trois facteurs.

La moyenne de l'écart-type sur tous les sons est égale à 2,24.

FREQUENCE

La **Figure 4-49** présente les effets de la hauteur de l'accord musical sur la variance de la notation des auditeurs.

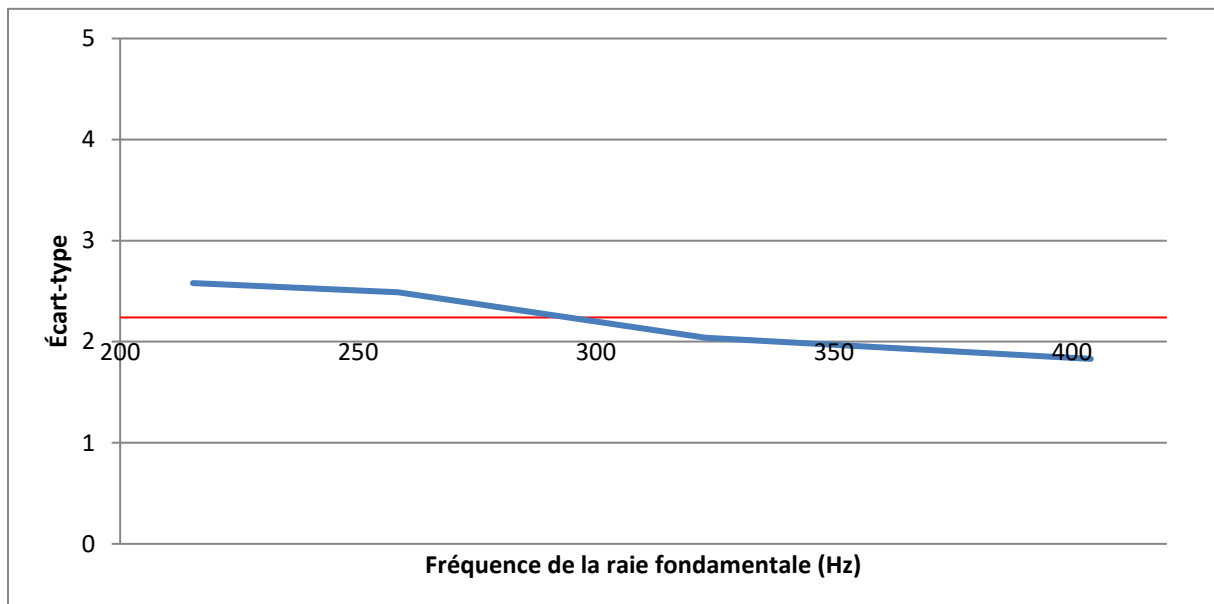


Figure 4-49 : Graphique des effets du facteur « raie fondamentale » sur l'écart-type

On remarque que l'écart-type des réponses est plus faible avec une hauteur d'accord plus élevée, c'est-à-dire les sons les moins appréciés, ce qui confirme les conclusions précédentes.

ÉMERGENCE

La **Figure 4-50** montre les effets de l'émergence des raies sur l'écart-type des notes moyennes.

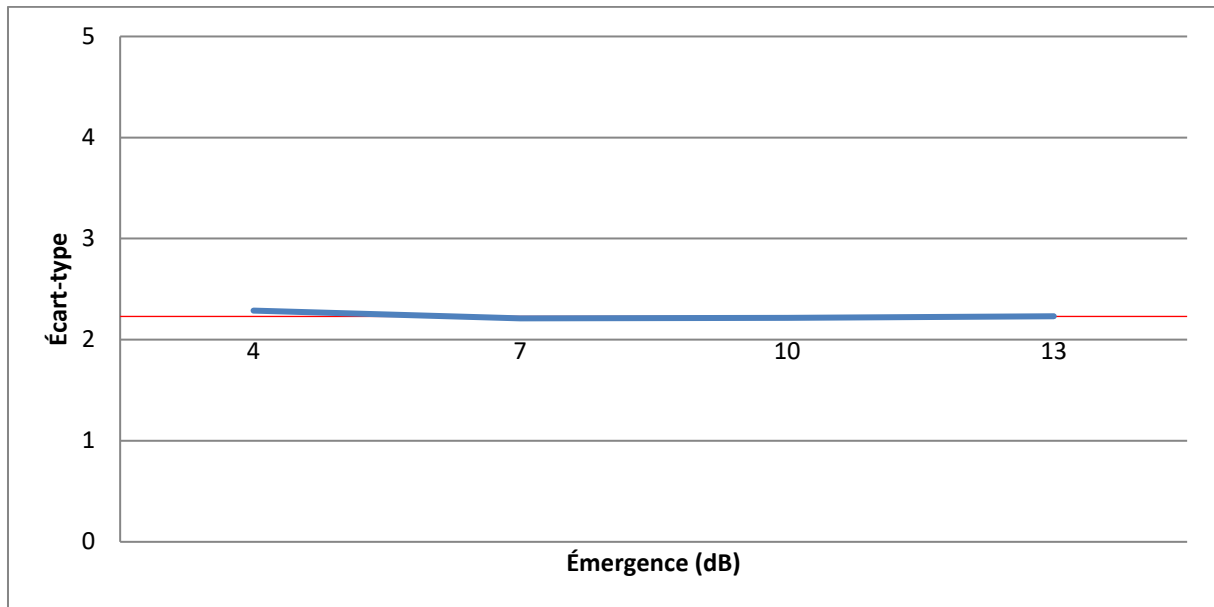


Figure 4-50 : Graphique des effets du facteur « émergence des raies » sur l'écart-type

La dispersion des notes sur l'émergence est relativement constante, variant très peu autour de l'écart-type moyen. Elle ne semble susciter ni un accord, ni un désaccord particulier. Cependant, l'écart-type est important relativement à la variation des notes moyennes.

TYPE D'ACCORD MUSICAL

L'influence du type d'accord sur la variance des notations est présentée sur la **Figure 4-51**.

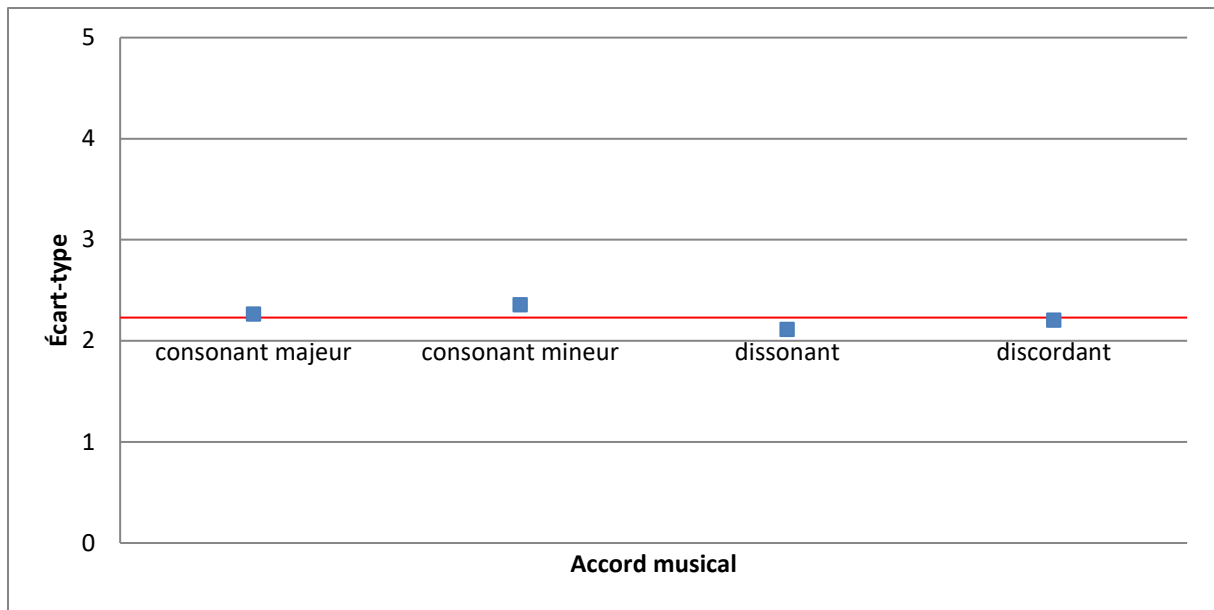


Figure 4-51 : Graphique des effets du facteur « type d'accord » sur l'écart-type

L'écart-type en fonction du type d'accord est relativement proche de la moyenne. On pourra noter un désaccord un petit peu plus prononcé sur l'accord consonant mineur et un consensus légèrement meilleur sur la perception de l'agrément de l'accord dissonant.

ANOVA – TEST DE FISHER-SNEDECOR

Les résultats du test appliqué aux écarts-type des notes sont donnés dans le **Tableau 4-10**.

Tableau 4-10 : Analyse de la variance sur l'écart-type

	Qx	ddl	variance	Fexp	Fthé 5%	significatif?
Fréquence	1,52	3	0,51	7,10	4,76	VRAI
Émergence	0,01	3	0,00	0,07	4,76	FAUX
Accord	0,12	3	0,04	0,58	4,76	FAUX
Résidus	0,43	6	0,07			

La variance est significative à 5% uniquement pour le facteur lié à la hauteur de la raie fondamentale de l'accord musical. L'accord ou le désaccord sur la perception de l'agrément des sons change en fonction de la fréquence fondamentale de l'accord. Quant aux deux autres paramètres, ils ne sont pas significatifs. La population réagit de façon semblable à leurs variations.

Le modèle sur l'écart-type est donné par l'équation ci-dessous, ne retenant que la fréquence :

$$\text{écart - type} = 2,24 + [0,34 \quad 0,25 \quad -0,19 \quad -0,40] \text{ fréquence}$$

Les sujets ont donc tendance à être davantage d'accord sur la perception de l'agrément des sons aigus.

4.3.7. CONCLUSION SUR L'INFLUENCE DU CHANGEMENT DU SPECTRE DE RAIES DU VENTILATEUR SUR LA PERCEPTION SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

Nous avons cherché à modifier les caractéristiques sonores du bruit de la pompe à chaleur et à faire le lien avec la perception de l'agrément. Les changements apportés sont choisis en fonction de la compatibilité avec des mécanismes de génération de bruit. Le bruit du ventilateur, et plus particulièrement le bruit de raies, est choisi comme axe d'amélioration de la perception sonore de par sa forte contribution au niveau sonore total. Trois facteurs sont étudiés pour déterminer les effets sur la perception : l'accord formé par les raies, l'acuité, qui est liée à la fréquence fondamentale de l'accord, et l'émergence des raies.

Pour étudier ces indicateurs psychoacoustiques, les sons ont été mis à isosonie afin d'annuler l'effet de la sonie. De plus, les autres paramètres varient sur des plages choisies pour assurer l'inclusion des valeurs pouvant exister physiquement.

Les notes recueillies présentent une grande variabilité. Malgré cela, des tendances sont confirmées par une analyse de la variance. L'agrément des sons dépend de l'acuité, de l'émergence et de la coloration musicale. Ces observations sont également faites par Klemenz sur le bruit de traction des trains, bien que l'influence de la musicalité du son ne soit pas clairement affirmée. L'agrément est meilleur avec une acuité plus basse, une émergence plus faible et un accord de type consonant mineur. Il est également mis en évidence que la hauteur d'un accord est le seul facteur qui a une influence sur le consensus concernant la perception de l'agrément.

Le son synthétisé de la pompe à chaleur se trouve dans la moyenne de tous les sons présentés. Il y a donc une possibilité d'amélioration de la perception de l'agrément du son de la pompe à chaleur en modifiant le spectre de raies du ventilateur, et notamment en ajoutant une sonorité musicale.

C'est un résultat important qui va guider la suite des travaux (Chapitre 5).

4.4. CONCLUSIONS SUR L'ETUDE QUALITE SONORE DE LA CHAUDIERE HYBRIDE

Nous avons cherché à modéliser la perception sonore d'un produit du type chaudière hybride afin de définir le bruit qu'il devrait faire pour être accepté.

Pour trouver cette cible sonore, un premier test d'écoute a été construit pour le comparer à des bruits de chaudières gaz à condensation, bruits qui sont familiers aux utilisateurs. Plusieurs configurations de chaudières hybrides et plusieurs modèles de chaudières au gaz ont été testés. L'étude s'est limitée aux bruits stationnaires. Les sons retenus pour être inclus dans le test d'écoute ont été classés selon trois groupes : les échantillons relatifs à un fonctionnement au gaz uniquement, ceux enregistrés avec une utilisation de la PAC seule pour une vitesse de ventilateur maximale (V_{max}) et ceux recueillis avec une PAC seule pour une vitesse de ventilateur minimale (V_{min}). Nous avons inclus les sons d'une configuration de PAC particulière caractérisée par un ventilateur déporté hors de la chaudière hybride, à l'extérieur de l'habitation.

L'analyse de ce premier test montre qu'il y a une grande différence de perception entre les échantillons en mode « gaz » et ceux en mode « PAC », les auditeurs du test préférant les sons de chaudières au gaz. Parmi les sons de PAC, ceux du groupe V_{min} sont plus plébiscités que les sons du groupe V_{max} . Il a aussi été remarqué que l'hétérogénéité des sons présents dans le test a rendu l'extraction des lois de tendance servant à la modélisation plus difficile. Cette remarque est particulièrement vraie pour la tonalité.

La relation entre l'agrément des sons et leur niveau de sonie est la plus forte. Pour les autres indicateurs psychoacoustiques (autres que la sonie), la corrélation est, soit moins bonne à cause de la méthode de construction du paramètre corrélé à la sonie (l'acuité, la rugosité), soit non établie avec certitude de par leur inaptitude à retranscrire quantitativement le caractère acoustique perçu des sons de chaudière hybride (la force de fluctuation est ici concernée).

Un deuxième test a été construit dans le but d'améliorer les résultats tirés du premier. Les sons ont tous été mis à isosonie et concernent la PAC uniquement. Trois paramètres ont été choisis pour approfondir leurs liens avec la perception de la qualité sonore : le type d'accord musical, qui est un paramètre original que nous avons décidé d'étudier, la tonalité liée à l'émergence de raies et l'acuité en relation avec la hauteur de l'accord. L'accord musical a été choisi car il peut être traduit par les raies du ventilateur dont le bruit est jugé le plus gênant d'après les résultats du premier test. La

tonalité et l'acuité ont été retenues car de meilleures corrélations peuvent être obtenues, notamment avec les changements apportés aux échantillons de ce deuxième test.

Un plan d'expériences a été utilisé pour le choix des échantillons afin d'assurer une représentation de l'espace sonore des solutions de façon homogène. Une analyse de la variance a été effectuée sur les résultats, et il en ressort que ces trois paramètres influent sur la perception de l'agrément. Les sons les plus appréciés sont ceux ayant un accord consonant mineur, une note fondamentale basse et une faible émergence des raies. L'analyse de l'écart-type a montré que seule la hauteur du son influe sur la divergence d'opinion. Plus les bruits sont aigus, plus ils font consensus auprès des sujets.

On sait maintenant qu'il est possible d'améliorer l'agrément du bruit de la chaudière hybride en retravaillant sur le bruit de raies du ventilateur afin de lui donner une coloration musicale, dont des règles de réalisation ont pu être identifiées.

CHAPITRE 5

SONORITE MUSICALE DU BRUIT D'UN VENTILATEUR

Ce chapitre présente une démarche inédite visant à déterminer la répartition angulaire de pales adaptée d'un ventilateur pour qu'il engendre un bruit teinté d'une coloration musicale. Une méthode semi-expérimentale est proposée pour prévoir le spectre de raies en fonction du décalage angulaire des pales. Elle est employée dans un algorithme d'optimisation, dont l'objectif est de trouver la ou les configurations qui répondent aux contraintes imposées sur le spectre traduisant la coloration musicale du son.

Il a été démontré dans le Chapitre 2 que le ventilateur est la source majeure de bruit dans la PAC. La puissance acoustique est en particulier portée par les raies dues à la fluctuation de charge sur les pales causée par leur passage dans un milieu proche présentant une discontinuité des conditions aux limites. Dans le cas de la pompe à chaleur, l'interaction des pales mobiles avec le trou de refoulement en est la cause. Une modification judicieuse du spectre de raies du ventilateur pourrait entraîner une amélioration notable de la perception sonore de l'appareil.

D'après les conclusions tirées des tests perceptifs (cf. Chapitre 4), une coloration musicale du son produit par le ventilateur de la chaudière rendrait son bruit plus agréable. Le défi qu'on va tenter de relever dans ce chapitre est de jouer sur des paramètres géométriques du ventilateur pour modifier son spectre de raies dans le but de lui donner cette sonorité musicale. C'est une démarche totalement nouvelle et originale.

Il faut tout d'abord rappeler les paramètres influant sur la fréquence et l'amplitude des raies dans le spectre. Le spectre de raies traduit un phénomène périodique. Pour un ventilateur, au moins une période se produit par tour à la fréquence fr . Dans le cas d'espacements réguliers de Z pales, la fréquence du signal de pression acoustique est égale à $Z \times fr$, fréquence de passage des pales (FPP). Lorsque des pales sont décalées irrégulièrement, les impulsions de pression acoustique sont modulées en fréquence et en amplitude. Ce phénomène se traduit sur le spectre par l'apparition des harmoniques de la rotation. La position des pales est donc un levier de changement du spectre de raies d'un rotor. De nombreuses études se sont d'ailleurs penchées sur l'impact de la modification du spectre de raies par ce biais sur la perception sonore.

C'est le paramètre le plus efficace pour effectuer les changements nécessaires à la « sculpture » d'un spectre. D'autres paramètres peuvent également modifier le spectre, tels que la géométrie des pales et la vitesse de rotation ; ils ne seront pas étudiés ici. Utilisés seuls sur une roue à pales régulières, ils ne peuvent pas faire apparaître des raies à d'autres fréquences que la FPP et ses harmoniques.

Un autre paramètre peut changer le spectre de raies mais il se trouve cette fois-ci dans l'environnement immédiat de la roue. Il s'agit des discontinuités des conditions aux limites du milieu de propagation provoquant une fluctuation de charge sur chaque pale lors de son passage devant celles-ci. En pratique, elles peuvent prendre la forme d'un trou de refoulement, de bras, de supports, d'aubages fixes... Pour une roue à pales régulièrement espacées, p variations d'impédance aléatoires entraînent des raies espacées de fr dans le spectre. Cependant, si on considère le niveau sonore, il est moins bruyant de modifier la position angulaire des pales que de jouer sur le nombre, la forme et la position des discontinuités. En effet, l'augmentation de la fréquence des fluctuations de charge sur les pales, entraîne une hausse du niveau de pression acoustique.

Nous allons démontrer qu'il est possible de réaliser des accords musicaux émergeant du bruit large bande avec un unique paramètre. On ne s'intéressera qu'au paramètre offrant le plus de possibilité et produisant le moins de bruit : le décalage des pales.

5.1. OBJECTIF – DEMARCHE

De nombreuses études, aussi bien théoriques que numériques ou expérimentales, ont porté sur l'optimisation du décalage angulaire pour réduire le bruit perçu [75], [76], Kryter et Pearsons [77] ont démontré que l'étalement des raies sur plusieurs fréquences donne un bruit mieux perçu que celui d'un ventilateur à pales régulièrement espacées, qui produit un son plus strident dû à la forte émergence de la raie à la FPP, bien que le niveau de pression acoustique global reste inchangé. Ces éléments ont été repris par Mellin [78] et d'autres [79], [80], [81], ... qui proposent des modèles pour déterminer le spectre en fonction de la répartition angulaire des pales.

L'originalité de la présente démarche porte sur la possibilité de trouver la répartition angulaire des pales d'un rotor engendrant un spectre donné. Cette approche est nouvelle et est l'inverse de celle employée jusqu'à maintenant, qui consiste à déterminer le spectre en fonction de la géométrie de la roue. De plus, l'utilisation du décalage des pales pour produire un spectre spécifique est également inédite. L'objectif est l'amélioration de la qualité sonore de ventilateurs ou plus généralement de rotors de machines tournantes, qui sont souvent l'une des sources de nuisances acoustiques majeures des systèmes dans lesquels ils sont intégrés.

La méthode proposée permet de trouver une répartition angulaire de pales qui, passant près d'un obstacle fixe (engendrant une fluctuation de charge sur la pale), est capable d'induire une coloration musicale recherchée. Elle est présentée et sa faisabilité est démontrée dans ce chapitre. Elle combine des calculs théoriques se fondant sur des données expérimentales et sur des outils d'optimisation.

La musique est universelle ; elle est choisie ou travaillée pour créer une ambiance ou un état d'esprit, pour faire passer une émotion. Ce peut être aussi un vecteur de transmission d'informations plus agréable pour un appareil (fonctionnement normal ou anormal, démarrage,...).

Deux bancs d'essais ont été conçus. Le premier est réalisé pour la validation de la méthode de calcul du spectre de raies et pour tester l'algorithme génétique. Le second a pour but de transposer les résultats dans des cas d'utilisation réels.

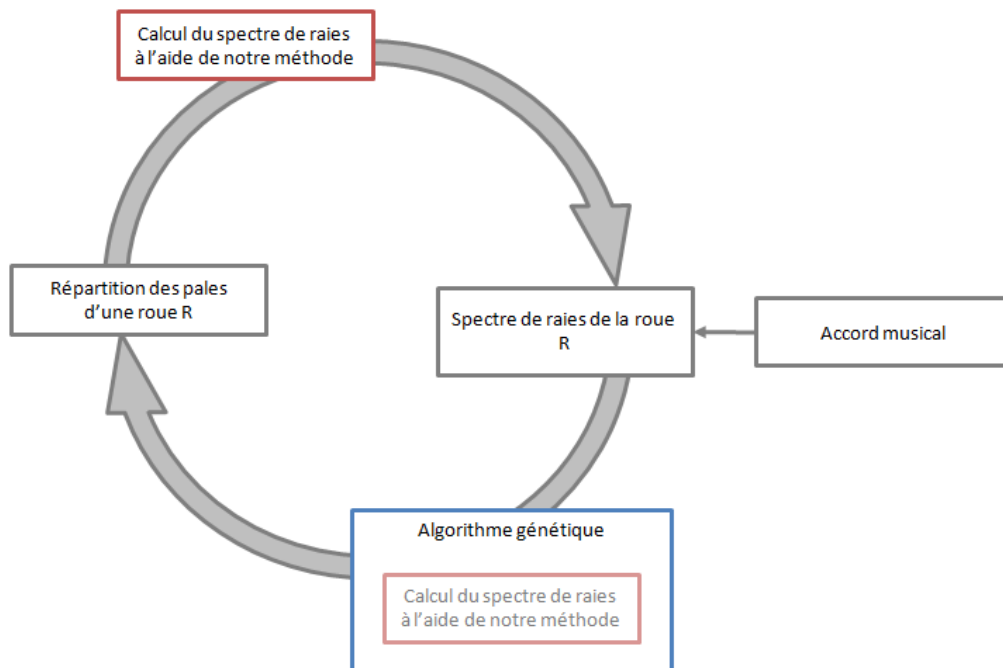


Figure 5-1 : Schéma récapitulatif de la démarche

Le processus se déroule en deux étapes (**Figure 5-1**). La première, en rouge sur la figure, consiste à calculer le spectre de raies d'un rotor avec une répartition de pales donnée. Dans une deuxième étape, en bleu sur la figure, les résultats de la première étape sont utilisés pour rechercher les configurations répondant à un gabarit de spectre défini selon des critères traduisant une sonorité musicale.

5.2. CALCUL DU SPECTRE DE RAIES A PARTIR DE LA REPARTITION ANGULAIRE DES PALES

Cette section commence par une synthèse bibliographique sur les méthodes existantes de prévision du spectre de raies pour des roues à pales irrégulièrement espacées. Elle est suivie de la présentation de la nouvelle méthode proposée ici. Une discussion du domaine d'application et des limites est menée, et une application est effectuée pour évaluer son efficacité.

5.2.1. ETAT DE L'ART

L'idée de décaler angulairement et de manière irrégulière les pales dans le but de réduire la nuisance sonore des ventilateurs est ancienne. Une étude portant sur le système de refroidissement d'un moteur à combustion et ayant évoqué, pour la première fois, l'effet du décalage des pales sur le bruit, a été publiée par Schwitzer en 1932 [82]. Le premier brevet intégrant ce principe a été déposé

par Geise en 1934 [83] sur un ventilateur de refroidissement dans un véhicule automobile. Lorsque les pales sont décalées, des raies harmoniques de la rotation apparaissent, avec une diminution des raies à la fréquence de passage des pales (FPP) et à ses harmoniques. Cela s'explique par une pression acoustique sur un tour qui subit une modulation de phase (décalage dans le temps des impulsions) et qui peut changer de forme comparée à une roue à pales régulièrement espacées. La répétition ne se fait plus tout à fait régulièrement à la FPP mais une fois par tour (pour une répartition quelconque).

Ce décalage ne provoque pas forcément une diminution des performances aérauliques lorsqu'il est assez faible [84] [85].

Le décalage angulaire des pales n'entraîne pas une diminution de la puissance acoustique. En revanche, le niveau perçu peut être diminué à cause du filtrage fréquentiel de l'oreille. Par exemple, la pondération A du niveau de pression acoustique reproduit en partie la réponse de la chaîne auditive à des sons faibles. En répartissant l'amplitude de la FPP d'une roue à pales régulières sur une large plage de fréquences par le décalage des pales, l'amplitude des raies atténuées par la pondération A sera plus faible. Le niveau global perçu sera diminué. De même, s'il est possible de faire apparaître des raies dans les hautes fréquences, le niveau perçu en sera également réduit. De plus, à cause de l'absorption atmosphérique pour les sources lointaines, les sons les plus aigus seront plus atténués [86] [87]. Par ailleurs, dans des cas particuliers, un masquage fréquentiel peut s'appliquer par le rapprochement des raies si les conditions sont réunies [88] [89] [34].

De nombreuses études ont cherché à déterminer le spectre d'une roue avec des pales irrégulièrement espacées. Parmi celles-ci, certaines ont décrit l'effet du décalage des pales sur le spectre acoustique par une démonstration simplifiée pour décrire la modulation de fréquence engendrée [90], quelques-unes s'appuyant sur les fonctions de Bessel [81] [80].

Ewald [81], Mellin [78] et Akaike [91] [92] ont proposé plusieurs modèles de la variation temporelle de la pression sonore au passage des pales. Ils peuvent prendre la forme d'une succession d'impulsions [81] [91] [92] ou d'un sinus dont la fréquence est inversement proportionnelle à l'écartement angulaire entre les pales [81] ou encore se traduire par une variation sinusoïdale de la pression suivie d'une variation linéaire entre deux passages de pales [78] ou par deux courbes paraboliques [91] [92]. Le spectre de la pression acoustique en est déduit par transformation de Fourier. Les modèles proposés par Ewald donnent de bonnes prévisions dans les conditions où le nombre de pales est élevé et où la position angulaire des pales subit de faibles écarts. Le modèle se fondant sur une série d'impulsions ne convient pas quand l'indice de modulation est grand. Les fonctions de Bessel sont à utiliser de préférence pour un grand nombre de pales et une faible

modulation. La démarche développée par Mellin [78] est simple, mais elle présente des limites. En effet, elle s'applique à des rotors isolés et à certains ventilateurs axiaux mais elle doit être revue pour tout nouveau ventilateur. Quant à la méthode proposée par Akaike [91] [92], elle est issue d'un cas d'étude spécifique et n'a pas été généralisée.

Duncan [90] et Fiagbedzi [80] ont opté pour une démarche différente de celle d'Ewald [81] et de Mellin [78]. Ils modélisent chaque pale par une source dipolaire et prennent en compte son emplacement par un terme de déphasage de la pression acoustique engendrée par le passage d'une pale. Le spectre est calculé en un point donné de l'espace. La connaissance de la variation de la pression acoustique au passage d'une pale, issue de données numériques ou expérimentales, est nécessaire pour déterminer le spectre. En revanche, le calcul s'applique à tout type de rotor, quels que soient le nombre de pales et leur répartition.

D'autres études abordent le problème sous un angle aéroacoustique [79], [93], [75], [94], [95], dans la lignée de ceux de Duncan [90] et Fiagbedzi [80]. Chaque pale est une source élémentaire qui est modélisée séparément. Le point de départ est l'équation de Ffowcs Williams & Hawkins [96]. Le passage d'une pale applique une force variable fluctuante dans l'air entraînant la génération de bruit. C'est la donnée du calcul du niveau sonore pour une pale. Elle est généralement déterminée par simulation numérique en mécanique des fluides (CFD), alors que dans les méthodes d'Ewald [81], de Mellin [78], d'Akaike [91] [92] et de Lévy [76], la forme de la pression acoustique est recherchée. Le bruit du rotor complet est la somme du bruit de chacune des sources élémentaires, c'est-à-dire de chaque pale. Les sources sont décalées temporellement les unes des autres pour retranscrire leurs distances au point de mesure. L'avantage d'un calcul aéroacoustique est la possibilité de connaître le niveau de la pression acoustique rayonnée en un point de l'espace par l'équation de propagation. Cattanei [79] développe une méthode générale permettant de déterminer les combinaisons angulaires de pales qui entraîneraient une réduction de la gêne sonore en diminuant les harmoniques marqués dans le spectre. Dobrzynski [75] s'attache uniquement à baisser le niveau de pression acoustique pondéré A du bruit total de rotation (par opposition au bruit à large bande) et non l'amplitude des raies intenses dans le spectre.

5.2.2. PRESENTATION DE LA METHODE PROPOSEE

La méthode retenue pour déterminer le spectre de raies d'un rotor à pales irrégulièrement espacées est décrite dans ce paragraphe.

Pour commencer, on a cherché à trouver directement la variation temporelle de la pression acoustique moyennée due au passage de pales. Pour ce faire, un banc d'essais a été spécialement conçu ; il est décrit dans le paragraphe 5.2.3.1.

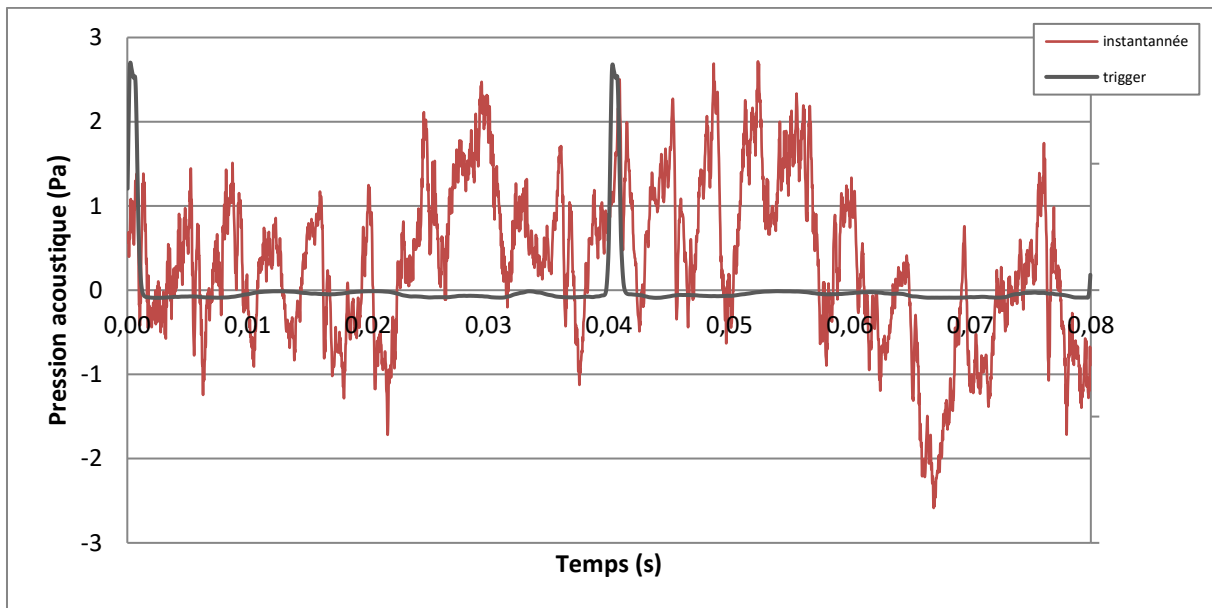


Figure 5-2 : Signal temporel du trigger et de la pression acoustique instantannée sur deux tours d'une roue à 9 pales décalées (A1) décrite dans le paragraphe 5.3.6.2

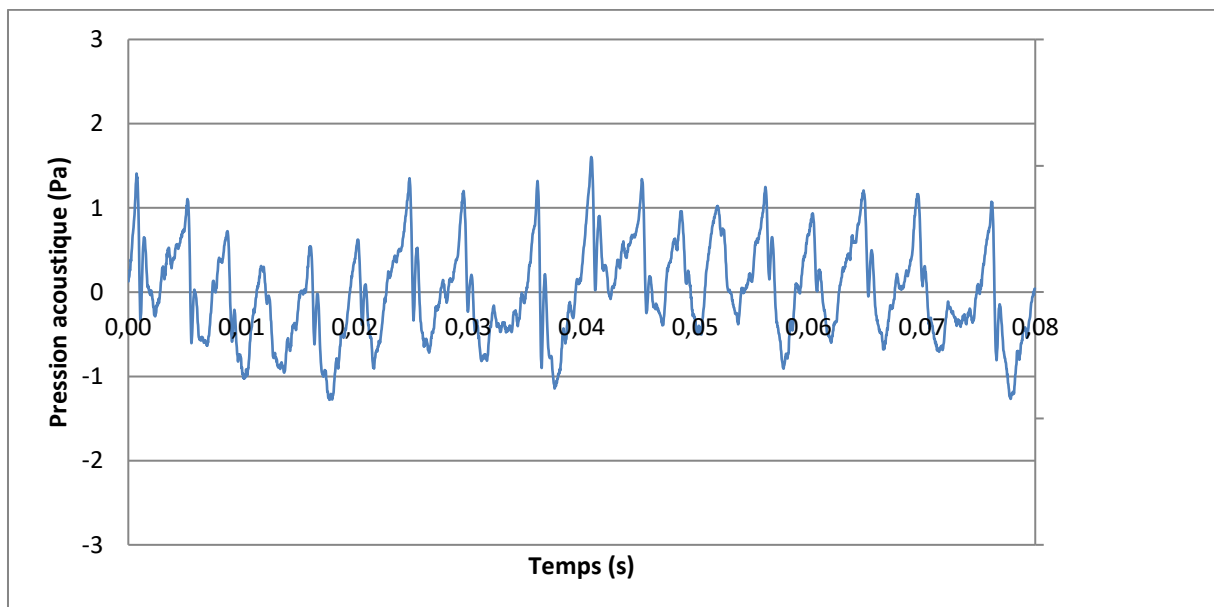


Figure 5-3 : Signal temporel de la pression acoustique moyennée sur 50 signaux sur deux tours d'une roue à 9 pales décalées (A1) décrite dans le paragraphe 5.3.6.2

Un exemple de résultat est montré sur les **Figure 5-2** et **Figure 5-3**. La pression acoustique instantannée présente des impulsions à chaque passage de pale devant un obstacle masquée dans un

bruit de turbulence dominant (cf. **Figure 5-2**). Pour mieux faire ressortir ces impulsions, une moyenne temporelle et synchronisée est effectuée sur plusieurs acquisitions du signal du microphone (**Figure 5-3**). Cela est réalisé à l'aide d'un top par tour très étroit (cf. **Figure 5-2**) issu d'un dispositif sans contact visant une cible solidaire de la roue du ventilateur.

Le signal de pression acoustique entre deux passages de pales est nettement distingué et se répète. Par conséquent, il peut être décomposé en séries de Fourier. La variation de la pression acoustique due au passage de pales devant un obstacle fixe d'une roue à Z_k pales s'écrit :

$$S_K(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_K(n) e^{i2\pi n \frac{t}{t_K}} \quad (9)$$

avec $C_K(n)$: Coefficient du n -ième terme de la série de Fourier

t_K : Période entre deux passages de pales espacées de $\theta_K = 2\pi / Z_k$ avec une vitesse de rotation $\omega_r = 2\pi f_r$ donc $t_K = \theta_K / \omega_r = 1 / (Z_k f_r)$

La série est en pratique tronquée pour ne conserver que les premiers termes de la décomposition correspondant au nombre de raies émergeant du bruit large bande. Cependant, le changement de la forme du signal de la pression acoustique en fonction de l'espacement angulaire entre deux pales consécutives n'est pas prise en compte. Des données expérimentales doivent compléter le modèle. Les coefficients de Fourier seront relevés pour des roues à pales régulièrement espacées avec un nombre de pales différent pour étudier l'influence de l'espacement angulaire entre deux pales consécutives sur la forme de la variation de pression acoustique et, par conséquent, sur les changements du spectre de raies. Pour un espacement angulaire ne correspondant pas à un cas mesuré, les coefficients de Fourier seront déterminés par interpolation ou extrapolation linéaire. A chaque vitesse, ils doivent être de nouveau calculés car la variation de la pression acoustique change avec la vitesse.

Ainsi, la pression acoustique d'une succession de motifs élémentaires d'une période $t_k = \theta_k / \omega_r$ quelconque ($2\pi / \theta_k$ non entier) est donnée par la formule suivante :

$$S_k(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C(n) e^{i2\pi n \frac{t}{t_k}} \quad (10)$$

avec $C(n) = C_K(n)$

si $\exists K \mid \theta_k = \theta_K$

$$C(n) = C_K(n) + \frac{C_{K+1}(n) - C_K(n)}{\theta_{K+1} - \theta_K} (\theta_k - \theta_K)$$

si $\exists K \mid \theta_K < \theta_k < \theta_{K+1}$

$$C(n) = C_{Kmin}(n) + \frac{C_{Kmin+1}(n) - C_{Kmin}(n)}{\theta_{Kmin+1} - \theta_{Kmin}} (\theta_k - \theta_{Kmin}) \quad \text{si } \exists K \mid \theta_k < \theta_{Kmin}$$

$$C(n) = C_{Kmax-1}(n) + \frac{C_{Kmax}(n) - C_{Kmax-1}(n)}{\theta_{Kmax} - \theta_{Kmax-1}} (\theta_k - \theta_{Kmax-1}) \quad \text{si } \exists K \mid \theta_k > \theta_{Kmax}$$

Comme expliqué ci-dessus, le signal temporel d'une roue à pales décalées sera constitué de la succession des motifs élémentaires dépendant de l'espacement angulaire entre deux pales. Le signal correspondant à un tour complet d'une roue de Z pales irrégulièrement espacées est de la forme :

$$s_{tot}(t) = \sum_{k=0}^{Z-1} s_k(t) \quad (11)$$

$s_k(t)$ correspond à la succession de motifs de période $T_r = 1 / f_r$ contenant le motif élémentaire de $S_k(t)$ décalé de $\tau_k = \theta_k / (2\pi f_r)$. Il peut être écrit, sur une période, comme ci-dessous :

$$s_k(t) = \begin{cases} 0, & t \in [0, \tau_k[\cup]\tau_k + t_k, T_r] \\ S_k(t - \tau_k), & t \in [\tau_k, \tau_k + t_k] \end{cases} \quad (12)$$

La décomposition en série de Fourier de ce signal est donnée par **(13)** :

$$s_k(t) = \sum_{m=-\infty}^{\infty} C_k(m) e^{i2\pi m \frac{t}{T_r}} \quad (13)$$

avec
$$C_k(m) = \frac{e^{-i2\pi m \frac{\tau_k}{T_r}}}{T_r} \sum_{n=-\infty}^{\infty} C(n) \frac{e^{i2\pi(n - m \frac{t_k}{T_r})} - 1}{i2\pi(\frac{n}{t_k} - \frac{m}{T_r})}$$

Ainsi, la pression acoustique sur un tour de roue de Z pales irrégulièrement espacées est donnée par sa décomposition en série de Fourier :

$$s_{tot}(t) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} C_{tot}(n) e^{i2\pi n \frac{t}{T_r}} \quad (14)$$

avec
$$C_{tot}(n) = \sum_{k=0}^{Z-1} C_k(n)$$

Finalement le spectre est donné par l'équation suivante :

$$\alpha_n = 10 \log \frac{|C_{tot}(n)|^2}{p_0^2} \quad (15)$$

avec α_n : Amplitude de la raie d'ordre n de la vitesse de rotation

p_0 : Pression acoustique de référence (20 μ Pa)

La méthode proposée impose des contraintes. En effet, des données expérimentales sont nécessaires à son application. Celles-ci doivent être acquises pour chaque nouvelle configuration (environnement d'intégration, géométrie de pale, vitesse de rotation).

Par ailleurs, cette approche ne prend pas en compte les effets d'interaction entre pales. En effet, le spectre calculé sera le même pour toutes les roues ayant les mêmes espacements angulaires, quel que soit leur ordre d'agencement. Or, comme on peut le voir sur les signaux temporels de la pression acoustique, le passage d'une pale provoque une variation de la pression acoustique dépendant du passage de la pale précédente.

Cependant, ces contraintes sont les mêmes, voire moins nombreuses que pour les autres méthodes existantes, et la présente démarche donne des résultats plus précis, comme cela sera démontré au paragraphe 5.2.6.

5.2.3. METHODE EXPERIMENTALE POUR L'OBTENTION DU SIGNAL DE PRESSION ACOUSTIQUE LIE AU PASSAGE DES PALES

Le calcul du spectre d'une roue à pales décalées nécessite de connaître au préalable la décomposition en série de Fourier du signal de pression acoustique au passage d'une pale pour différents espacements entre pales. Différents procédés peuvent être employés pour enregistrer la variation de pression acoustique lors du passage des pales.

L'une des manières d'obtenir les coefficients de Fourier du signal de pression acoustique repose sur l'analyse spectrale du signal sonore temporel moyenné synchronisé. L'intérêt du signal synchronisé moyenné par rapport à un signal instantané est la réduction de la composante large bande. Cependant, il présente l'inconvénient de diminuer les variations de la pression avec le temps parce que la vitesse de rotation n'est pas strictement constante. Par exemple, pour une vitesse de 1500 tr/min, la roue fait 25 tours en 1 seconde. Un glissement de vitesse sur un tour se répercute sur l'ensemble des tours suivants. Pour avoir un signal temporel fidèle sans déformation liée au calcul de la moyenne, il faudrait prendre une durée de signal courte, or cela diminue la résolution fréquentielle.

Après de nombreux essais, le choix s'est porté sur un compromis entre une acquisition instantanée et une acquisition synchronisée moyennée. Une mesure consiste en une succession de 50 acquisitions d'une durée d'une seconde de façon synchronisée par le top tour. Le spectre retenu est obtenu par la

moyenne des spectres calculés sur une acquisition. Ainsi, malgré une durée d'acquisition courte, la somme des acquisitions donne un résultat équivalent à une unique acquisition d'une durée identique. L'avantage est une meilleure détermination de la phase grâce à la synchronisation des mesures. De plus, il est possible de récupérer le signal temporel sur 1 seconde en prenant la moyenne des 50 signaux, ce qui permet de le comparer au signal reconstitué grâce à la décomposition de Fourier.

5.2.3.1. BANC D'EXPERIMENTATION

Le banc d'expérimentation est constitué d'une roue montée sur un palier entraîné par un moteur Schenck Type PRE N. Tous les éléments sont fixés sur une semelle en fonte afin de réduire les vibrations. La vitesse de rotation est contrôlée par l'alimentation du moteur et par un tachymètre optique. Un carter de protection est placé autour des parties tournantes pendant le fonctionnement.

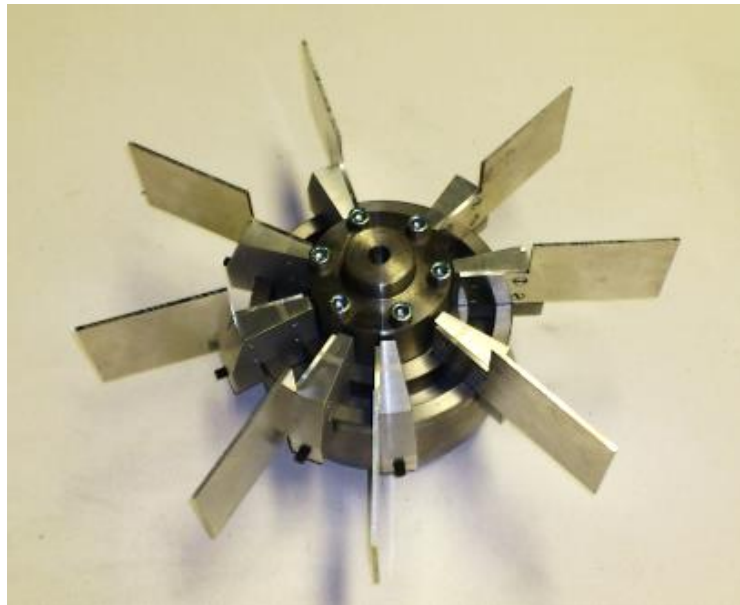


Figure 5-4 : Roue à pales plates

La roue employée pour les mesures (*Figure 5-4*) est spécialement conçue pour fixer les pales de façon angulaire selon toutes les configurations choisies. Elle permet également de changer la géométrie des pales (*Figure 5-5*), ce qui laisse la possibilité d'étudier l'influence de ce paramètre sur le spectre du ventilateur. Pour des raisons de simplicité dans cette première étude, la pale étudiée est une tôle d'aluminium plate d'épaisseur 1,5 mm orientée axialement. La roue peut accueillir jusqu'à 22 pales et l'angle minimal séparant deux pales consécutives est de 16°.



Figure 5-5 : Roue à pales courbées et obstacle réglable

De manière générale, tous les rotors entraînant un fluide sont installés dans un environnement où les pales rencontrent une ou plusieurs discontinuités des conditions aux limites du milieu de propagation (volute, stators, aubages fixes, supports) en décrivant un tour. Cela est à l'origine de la génération du bruit de raies. Pour simuler ce changement d'impédance, un obstacle réglable est placé à distance de l'extrémité des pales. Il peut aussi être changé (forme, dimensions) et sa distance modifiée pour ajuster l'effet sur le spectre de raies. L'obstacle employé dans cette première approche est une plaque avec une découpe épousant la forme du bout des pales (**Figure 5-5**).

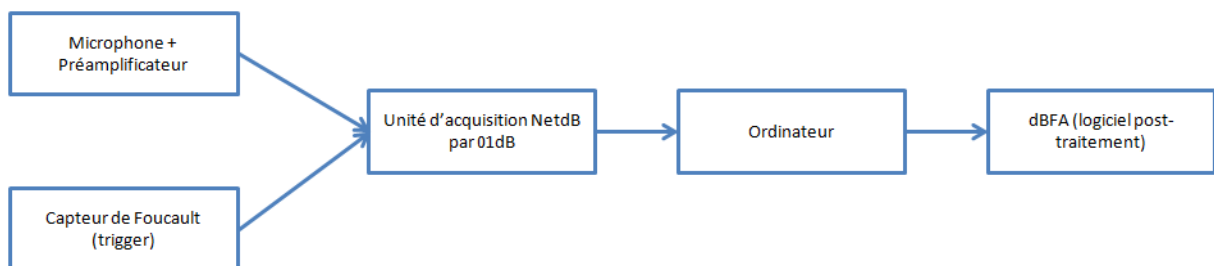


Figure 5-6 : Chaîne d'acquisition des mesures acoustiques

La chaîne d'acquisition des mesures est illustrée sur la **Figure 5-6**. La pression acoustique est mesurée par un microphone GRAS Series type 26CA avec pré-amplificateur intégré. Il est relié au boîtier d'acquisition NetdB de 01dB. Les données sont traitées sur une station de calcul par le logiciel dBFA de 01dB. Les acquisitions sont synchronisées par un capteur de déplacement sans contact à courants de Foucault. Il génère un signal servant de top par tour, qui est récupéré par le boîtier NetdB. La cible du capteur est située sur une surface plane à l'arrière du rotor.

Un équilibrage des roues est nécessaire lorsque les pales sont décalées. Une rainure a été prévue sur le rotor pour y fixer des masselottes. Un équilibrage statique dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation est soigneusement réalisé à l'aide d'un banc d'équilibrage à chaque changement de configuration de roue.

5.2.3.2. PROTOCOLE DE MESURE

À chaque nouvelle configuration, le rotor est démonté pour mettre les pales selon la répartition voulue. Des gabarits sont tracés pour placer facilement les pales.

Une fois le rotor équilibré, il est ensuite refixé sur l'arbre tournant. La vitesse de rotation est réglée à l'aide du bloc d'alimentation du moteur et du tachymètre optique.

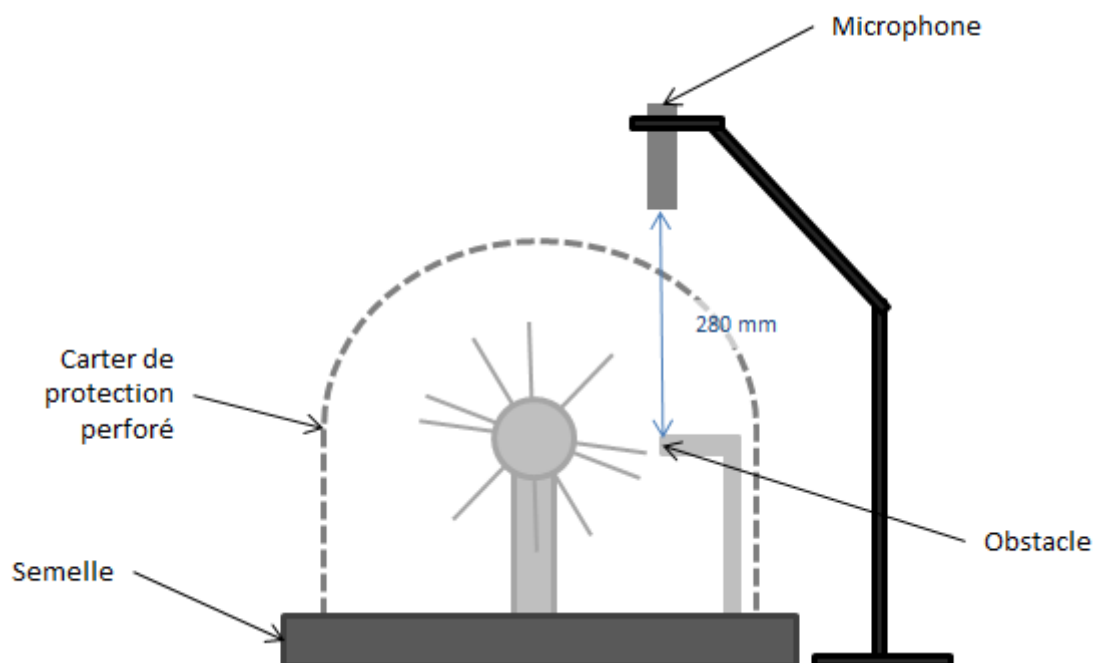


Figure 5-7 : Position de mesure de la pression acoustique au passage d'une pale

La mesure de la pression acoustique se fait toujours à 28 cm à la verticale du bout de pale au niveau de l'obstacle (**Figure 5-7**). Une série de 50 acquisitions synchronisées avec le top par tour et d'une durée de 1 s est réalisée pour chaque configuration testée.

A l'issue des enregistrements, le signal temporel de la pression acoustique et le spectre en fréquence en bandes fines moyenné sur les 50 acquisitions sont tracés. L'amplitude et la fréquence des raies sont relevées sur le spectre.

5.2.4. APPLICATION DE LA METHODE

La démarche est présentée dans ce paragraphe pour un cas particulier. La répartition des pales et les conditions de fonctionnement sont fixées dans les paragraphes suivants. La prévision du spectre acoustique de la roue est obtenue à la fin.

5.2.4.1. CONDITIONS D'ESSAI

L'exemple concerne une roue à 8 pales décalées tournant à une vitesse de 1500 tr/min à proximité d'un obstacle épousant la forme du bout de pale et distant de 1,5 mm des pales. La répartition angulaire des pales est donnée dans le **Tableau 5-1**.

Tableau 5-1 : Répartition angulaire en degrés des 8 pales de la roue

k-ième pale	θ_k (°)	$\theta_{k+1}-\theta_k$ (°)
1	44	44
2	92	49
3	135	43
4	180	45
5	224	44
6	272	48
7	315	43
8	360	45

5.2.4.2. MESURES

On cherche d'abord à décomposer en série de Fourier la partie périodique de la pression acoustique pour différents angles constants séparant deux pales successives. Pour ce faire, des mesures sont réalisées sur des roues de 2 à 8 pales puis à 10, 12, 14 et 16 pales régulièrement espacées dans les conditions définies ci-dessus. Les coefficients de Fourier sont obtenus par une transformation de Fourier du signal mesuré. Les raies les plus intenses liées au passage des pales (c'est-à-dire qui dépassent du bruit à large bande du spectre du ventilateur) sont repérées sur les spectres (voir exemple sur la **Figure 5-8**). Ceux-ci servent à déterminer le nombre de termes à conserver dans la série de Fourier pour chacune des roues. Les amplitudes pour chacune des roues sont répertoriées sur la **Figure 5-9**.

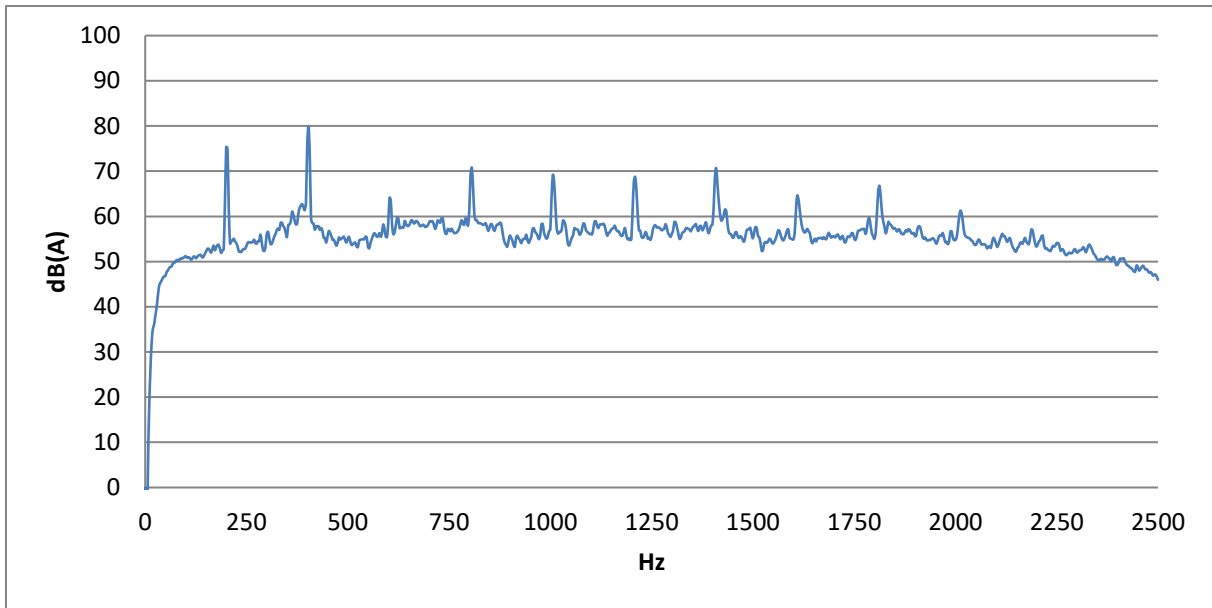


Figure 5-8 : Spectre fréquentiel en bandes fines d'une roue à 8 pales régulièrement espacées à une vitesse de 1500 tr/min

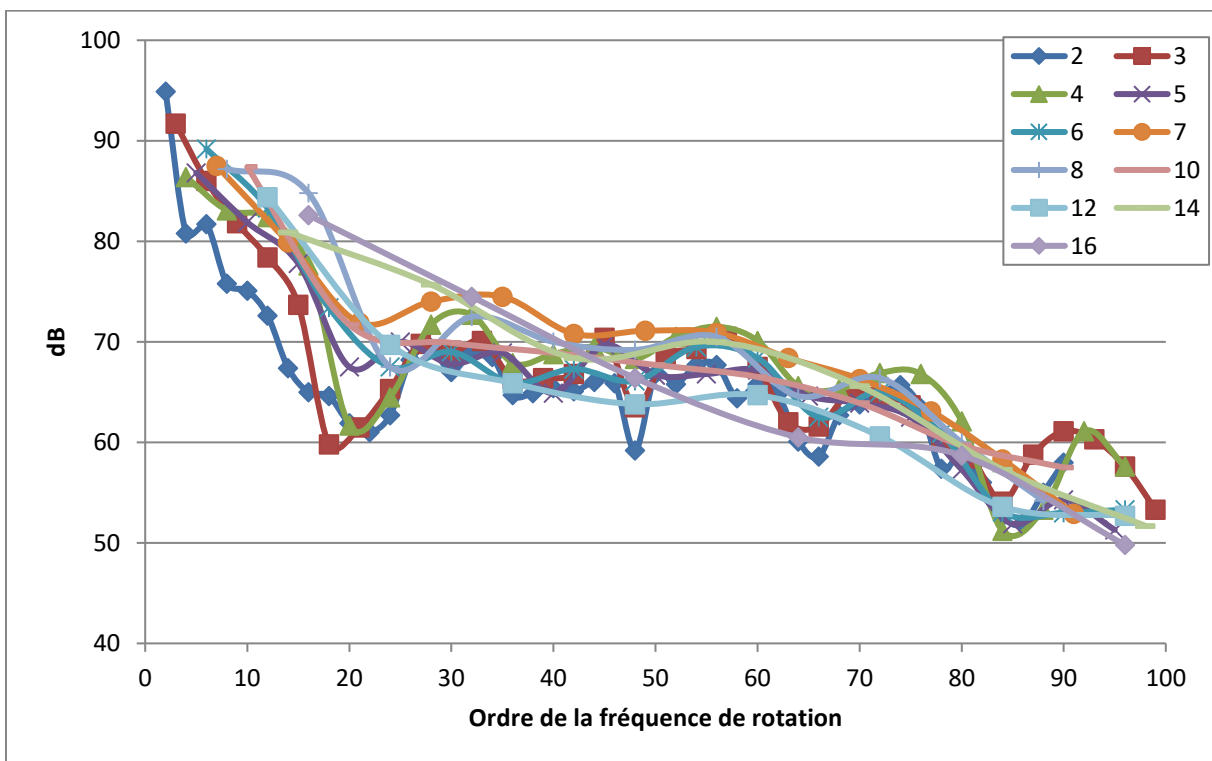


Figure 5-9 : Amplitude (en dB) des raies en fonction du rang de l'harmonique de la rotation pour des roues ayant un nombre différent de pales régulièrement espacées

Pour déterminer la variation approchée de pression acoustique traduisant le passage de pale devant l'obstacle de la roue à pales décalées, on recherche sa décomposition en série de Fourier (cf.

équation (14)). Les coefficients $C_K(n)$ sont déduits de ceux relevés pour les roues à pales régulièrement espacées.

Dans le cas présent, les 80 premiers termes sont calculés. Il est inutile de déterminer les suivantes car les spectres des mesures réalisées sur les roues à pales régulièrement espacées ne présentent pas de raies émergeant du bruit à large bande au-delà de la fréquence associée à cet ordre. Par conséquent, ces composantes tonales du spectre ne changent guère la perception du bruit.

5.2.5. VALIDATION DE LA METHODE

Afin de valider le modèle, le spectre du son produit par la roue définie dans le **Tableau 5-1** est tracé sur la **Figure 5-10**. Ce résultat est également présenté sur la **Figure 5-11** sous la forme d'un histogramme ne comportant que les raies à $n \times fr$, pour comparer les résultats calculés et mesurés.

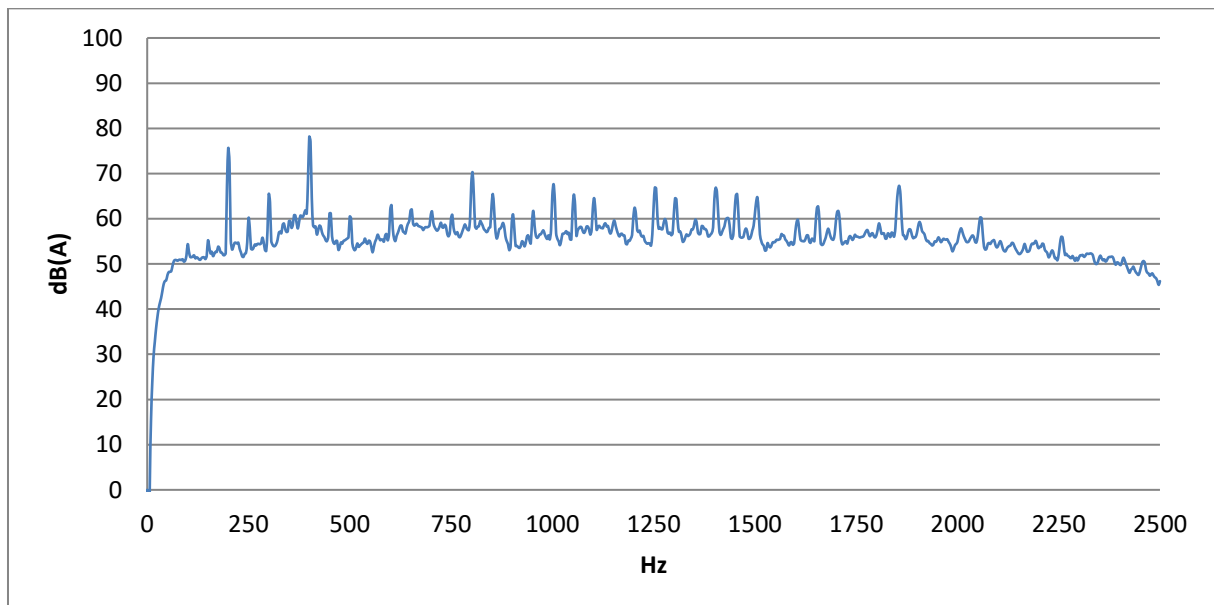


Figure 5-10 : Spectre en bandes fines de la roue à 8 pales décalées (**Tableau 5-1**), à une vitesse de 1500 tr/min

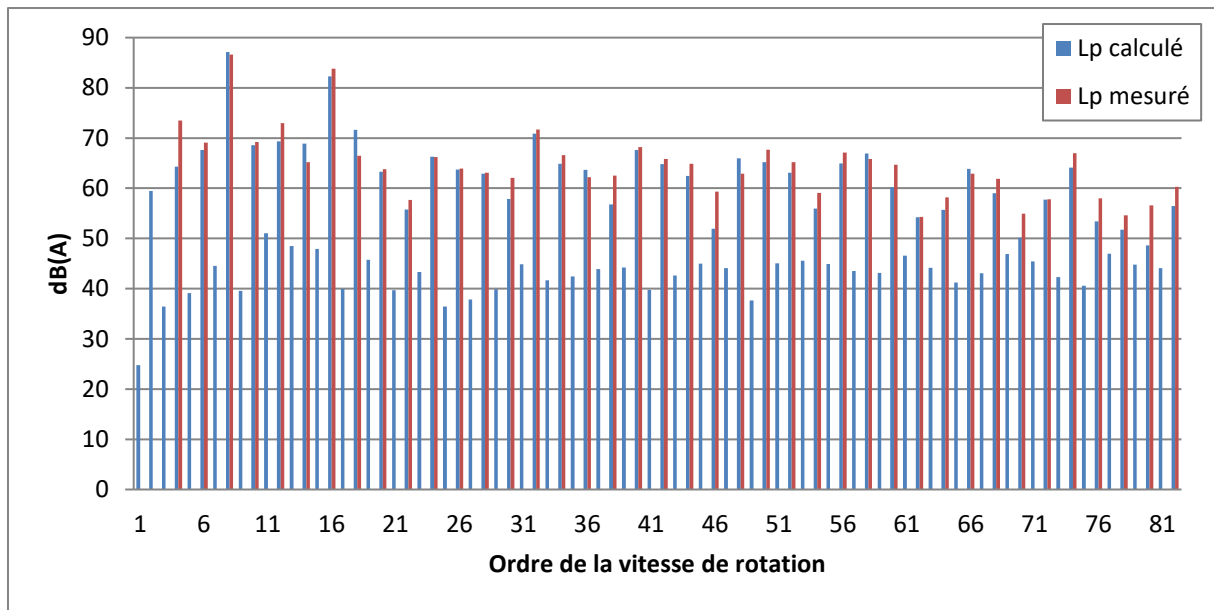


Figure 5-11 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode proposée et mesuré

Les raies de faible amplitude calculées aux ordres impairs sont dues au fait que la répartition des pales se répète presque deux fois par tour mais non rigoureusement (cf. **Tableau 5-1**). Elles sont masquées par le bruit large bande lors des mesures.

La méthode présentée donne des résultats très satisfaisants qui valident le modèle.

En effet, la différence du niveau global de pression acoustique sur le spectre de raies calculé et mesuré est inférieure à 1 dB(A). L'écart absolu moyen entre l'amplitude calculée et celle mesurée sur l'ensemble des raies émergeant du bruit à large bande est de 2,4 dB(A).

5.2.6. COMPARAISON AVEC LES METHODES PRECEDENTES

Les méthodes analytiques proposées par Ewald [81] et Mellin [78] sont appliquées dans ce paragraphe à la roue décrite plus haut pour déterminer le spectre et sont comparées à notre méthode.

5.2.6.1. METHODE D'EWALD

Parmi les trois approches proposées par Ewald (sinus modulé en fréquence menant à l'amplitude des raies exprimée par les fonctions de Bessel, impulsion et sinus de période égale à la durée entre deux passages successifs de pales), la dernière semble la plus adaptée à notre cas d'étude. En effet,

l'utilisation des fonctions de Bessel ne convient pas bien car la roue étudiée a un nombre trop faible de pales et la variation de fréquence modulante est trop heurtée. La méthode consistant à modéliser la variation de pression acoustique lors du passage d'une pale par une impulsion n'est pas bien adaptée non plus, car les harmoniques élevés du signal mesuré ont des amplitudes qui décroissent plus vite que celles d'un signal impulsionnel. Ewald recommande l'emploi d'une période de sinus entre deux pales lorsque l'amplitude du fondamental est plus grande que celle des harmoniques, ce qui est le cas.

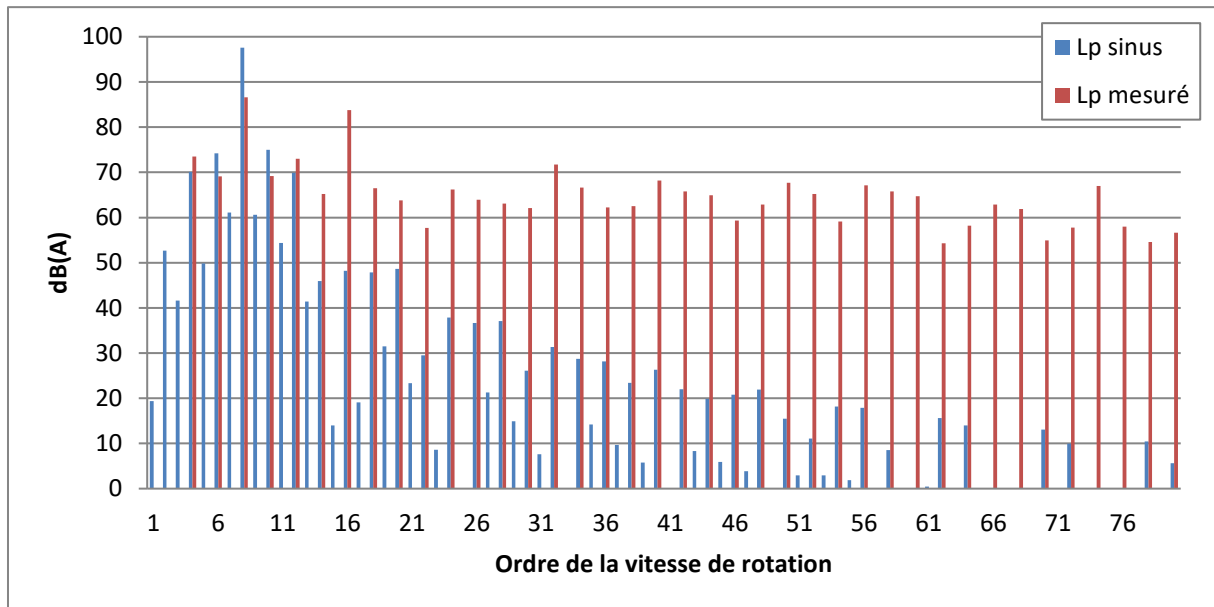


Figure 5-12 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode d'Ewald et mesuré

Le spectre calculé par cette méthode est donné sur la **Figure 5-12**. Les raies autour de la fréquence de rotation multipliée par le nombre de pales (par analogie à la FPP des roues à pales régulièrement espacées) sont plutôt bien prévues. En revanche, les raies dans les hautes fréquences sont sous-estimées. Cela s'explique par le faible nombre de coefficients de Fourier décrivant la variation presque sinusoïdale de la pression acoustique. En effet, la variation du signal temporel est plus abrupte que celle d'un sinus. Cela se traduit par des harmoniques plus élevés dans les hautes fréquences.

Notre méthode ne rencontre pas ce problème puisque la série de Fourier modélisant la variation de la pression acoustique contient plus de termes en hautes fréquences. Cela vient aussi du fait que la variation est plus proche de la réalité car elle est fondée sur des données provenant de mesures.

La différence moyenne sur l'amplitude des raies entre les mesures et les calculs s'élève à 34 dB(A) (*Figure 5-12*). La précision de notre modèle est donc meilleure.

5.2.6.2. METHODE DE MELLIN

L'auteur propose de modéliser la variation de pression acoustique d'une pale par une impulsion de forme sinus et des sections de droites reliant ces impulsions.

Le résultat issu du modèle de Mellin appliqué à la roue du *Tableau 5-1* est donné sur la *Figure 5-13*.

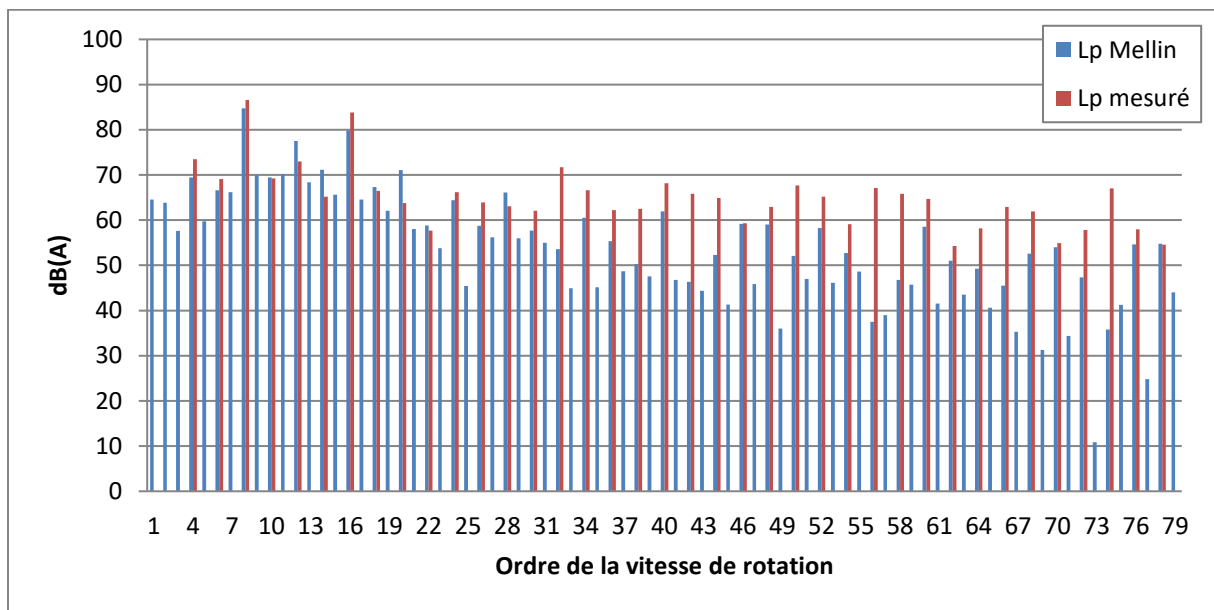


Figure 5-13 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode de Mellin et mesuré

Comme pour la méthode d'Ewald, les hautes fréquences sont moins bien prédites. Cependant, la précision du modèle de Mellin est meilleure. En effet, la différence moyenne sur les amplitudes expérimentales et calculées est de 7,7 dB(A). En revanche, la différence reste bien supérieure à celle de notre méthode.

5.2.6.3. COMPARAISON DES MODELES D'EWALD ET DE MELLIN AVEC LA METHODE PROPOSEE

Les méthodes d'Ewald et de Mellin sont moins précises que la nôtre dans le sens où la forme du signal est posée sans trop de justifications. Certains paramètres d'entrée sont définis de manière arbitraire : la variation de la hauteur des impulsions en fonction de l'espacement entre pales, la proportion entre la partie sinusoïdale du signal, et la partie linéaire pour le modèle de Mellin et

l'amplitude de la pression acoustique pour le modèle d'Ewald. De plus, il n'y a aucune méthode pour valider les valeurs prises pour les paramètres d'entrée.

Si on compare la forme du signal de Mellin à celle de nos mesures, on remarque qu'elle est très différente : notamment, la forme de l'impulsion ne subit pas uniquement une homothétie de forme, la composition spectrale change également.

En résumé, la méthode que nous avons développée donne de meilleurs résultats que les méthodes d'Ewald et de Mellin.

5.2.7. CONCLUSION SUR LA METHODE DE PREVISION DU SPECTRE DE RAIES A PARTIR DE LA REPARTITION ANGULAIRE DES PALES

Nous avons développé une démarche permettant de calculer le spectre de raies d'une roue de ventilateur. Elle est applicable à tous types de ventilateurs. Elle a été validée ici sur une roue à pales droites orientées axialement. Elle a donné des résultats très satisfaisants.

Cependant, la démarche nécessite des données expérimentales. De plus, celles-ci ne sont valables que pour une géométrie d'intégration donnée, un modèle de pale donné et une vitesse de ventilateur donnée.

Les limites de notre démarche se situent, comme pour les autres méthodes, dans la non prise en compte des effets d'interaction. Le spectre sera le même pour des roues ayant les mêmes combinaisons d'espacements angulaires, mais classés dans un ordre différent. Un futur axe de recherche consisterait à savoir si les effets d'interaction sont importants et s'il y a bien lieu de les intégrer dans la démarche.

La précision des résultats issus de la démarche proposée ici est bien meilleure que dans les méthodes développées jusqu'à maintenant (Ewald, Mellin).

Elle a l'avantage d'être précise dans la prévision du spectre de raies et de prendre en compte les paramètres géométriques de la roue.

5.3. METHODE D'OPTIMISATION PAR L'EMPLOI D'UN ALGORITHME GENETIQUE

Nous avons vu dans le paragraphe 5.2 comment déterminer le spectre d'une roue à pales décalées. Il faut cependant inverser la démarche pour connaître la répartition des pales d'une roue produisant une certaine sonorité musicale. Une méthode originale est présentée dans ce paragraphe.

Dans un premier temps, les moyens d'inversion du calcul du spectre de raies pour une répartition de pales donnée sont passés en revue pour choisir le plus adapté à notre objectif. Nous avons retenu l'emploi d'un algorithme génétique. À partir de l'expression des nos besoins, le fonctionnement de l'algorithme générique est choisi. Il est ensuite appliqué à un cas particulier où on cherche à faire émerger un accord de tierce/quinte dans le spectre de raies.

5.3.1. OPTIMISATION MULTI-OBJECTIFS

La démarche peut être vue comme un problème d'optimisation multi objectifs. La grandeur à optimiser est l'ensemble des amplitudes des raies du spectre de raies qui doivent se rapprocher le plus possible de la répartition recherchée.

Plusieurs méthodes prévoient le spectre de raies d'un ventilateur pour une roue donnée. Elles peuvent être numériques, analytiques ou semi-empiriques. Au vu de la précision nécessaire à la détermination du spectre de raies pour définir la configuration optimale recherchée, la méthode retenue est celle développée dans le paragraphe 5.3.5.

Cependant, si la méthode donne bien le spectre en fonction de la répartition angulaire des pales, nous voulons inversement connaître la répartition des pales donnant un spectre traduisant une coloration musicale du son. Ce n'est donc pas un système d'équations que l'on cherche à résoudre, mais un système d'inéquations visant à connaître l'amplitude relative des raies. L'ensemble des solutions est l'intersection des espaces de solutions répondant à chacune des inégalités. Cela implique qu'il puisse exister une infinité de solutions ou encore aucune solution.

C'est pour cela que nous avons employé une méthode de résolution numérique heuristique. Il en existe plusieurs se répartissant dans deux catégories : celles qualifiées de « spécifiques » se fondent sur des connaissances du domaine de résolution du problème, tandis que les méthodes méta-heuristiques s'appliquent à des problèmes généraux d'optimisation multi objectifs. Celles-ci correspondent le mieux au besoin présent car elles sont suffisamment adaptatives pour être applicables à un tout nouveau problème.

Il y a encore trois catégories d'approches de résolution parmi ces méthodes. La première, appelée approche à base de transformation, cherche à réduire l'ensemble des problèmes en un seul et unique problème. Une seule solution est générée. Parmi les autres catégories, il y a les approches non Pareto où les critères sont traités séparément. Quant aux approches Pareto, elles se fondent sur la recherche des solutions constituant ce qu'on appelle la frontière de Pareto. Ce sont ces approches que nous avons employées pour la résolution du problème multi-objectifs car elles limitent moins l'espace des solutions que les approches à base de transformation et elles évaluent les solutions en fonction de l'ensemble des critères, contrairement aux approches non Pareto. Ce dernier aspect est important puisqu'on cherche à sculpter un spectre. Un changement dans la répartition de l'amplitude des raies peut fortement modifier la perception auditive. En effet, la moindre émergence significative d'une raie ne constituant pas l'accord musical souhaité entraîne un son différent.

Nous avons choisi les algorithmes génétiques car ils sont les plus employés pour la résolution de problèmes multi-objectifs visant à rechercher la frontière de Pareto.

L'algorithme d'optimisation permet de trouver la répartition angulaire des pales d'une roue qui produit un bruit dont le spectre de raies se rapproche des critères posés sur la forme du spectre. La

Figure 5-14 récapitule les étapes de la démarche.

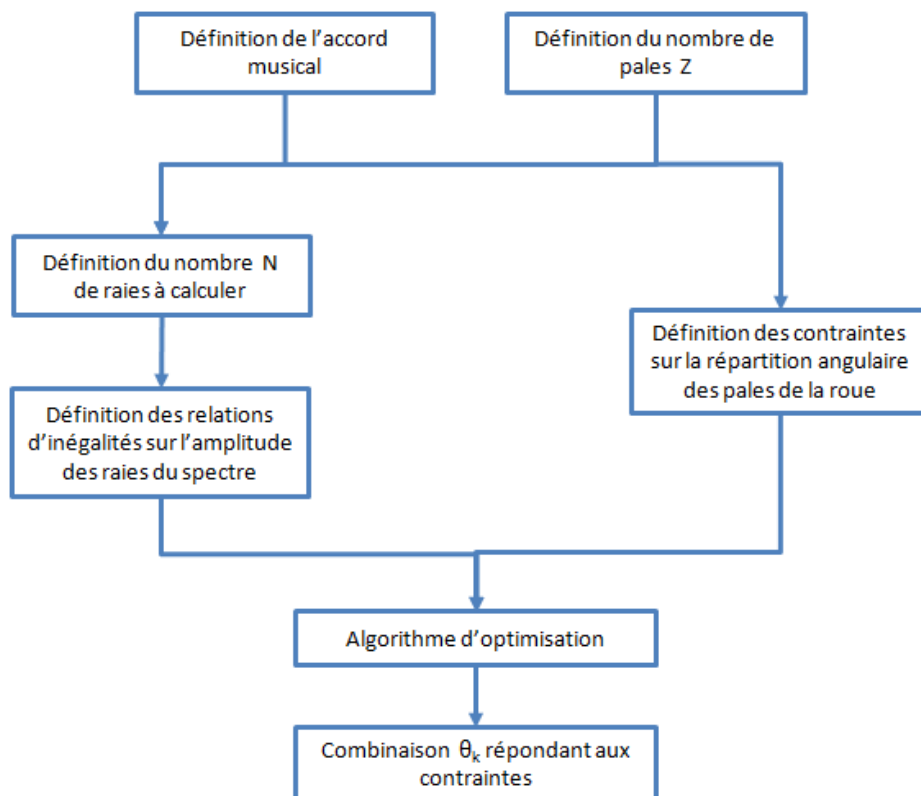


Figure 5-14 : Démarche générale de la recherche de solutions au problème multi-objectifs

5.3.2. TRANSCRIPTION DES CONTRAINTES TRADUISANT LA MUSICALITE D'UN BRUIT DE VENTILATEUR EN TERMES D'ALGORITHME GENETIQUE

Nous cherchons à faire apparaître des raies formant un accord de tierce majeure dans le spectre d'une roue de ventilateur, l'un des intervalles constituant un accord parfait majeur considéré comme agréable.

En pratique, sachant que les raies dans le spectre d'une roue à pales décalées sont des multiples de la fréquence de rotation et qu'un accord de musique est caractérisé par le rapport des fréquences des notes (cf. §4.3.2), le rang des harmoniques pouvant former un accord musical fixé est déterminé de la façon suivante.

Soit $\frac{Z_1}{D_1}, \frac{Z_2}{D_2}, \dots, \frac{Z_N}{D_N}$ avec $Z_1, Z_2, \dots, Z_N, D_1, D_2, \dots, D_N$ entiers non nul, les rapports de fréquence entre deux notes correspondant aux intervalles formant un accord musical.

Pour obtenir les combinaisons d'harmoniques constituant cet accord, il suffit que les rangs à faire apparaître soient une des combinaisons suivantes :

$$(p \times PPCM(D_1, \dots, D_N), p \times Z_{PPCM_1}, \dots, p \times Z_{PPCM_N}),$$

avec p entier naturel non nul

$$\forall j \in [1, N], Z_{PPCM_j} = \frac{Z_j}{D_j} \times PPCM(D_1, \dots, D_N)$$

Le fondamental de l'accord correspond à l'ordre $p \times PPCM(D_1, \dots, D_N)$ de la fréquence de rotation.

Un accord de tierce majeure est formé de deux notes dont le rapport de fréquence est égal à 5/4. Les combinaisons de fréquences pouvant être formées dans le spectre sont de la forme $\{4pf_r; 5pf_r\}$. Pour obtenir un accord de tierce majeure, l'une des solutions possibles serait de prendre $p = 2$. Cela reviendrait à faire apparaître deux raies majeures à 8 et 10 fois la fréquence de rotation de la roue. Si $p = 4$ dans le doublet de fréquences formant un accord de quinte juste, les raies devant émerger sont à 8 et 12 fois la fréquence de rotation. Ce choix est justifié par le fait que l'étude porte sur une roue à 8 pales. En effet, il est plus probable de trouver des configurations pour lesquelles plusieurs raies sont les plus grandes autour de la FFP, soit $8f_r$ dans le cas où les pales sont régulièrement espacées.

Cela se conçoit bien si on modélise la variation de pression acoustique par un sinus modulé en fréquence variant selon l'écartement angulaire des pales. L'amplitude des raies du spectre est alors

donnée directement par les fonctions de Bessel de première espèce. La raie à $8 f_r$ est donnée par l'ordre 0 de la fonction de Bessel. Les raies espacées de plus ou moins $k \times f_r$ ont une amplitude proportionnelle à la fonction de Bessel d'ordre k . Pour que seules quelques raies émergent par rapport aux autres, le taux de modulation doit rester faible, et l'ordre k de la fonction petit de par la nature de la fonction de Bessel. Par conséquent, les raies émergentes doivent être les moins espacées possibles.

5.3.3. DEFINITION DE L'ESPACE DE RECHERCHE DES CONFIGURATIONS DE REPARTITION DE PALES

Pour faire apparaître un accord musical dans le spectre du bruit, il faut déterminer les combinaisons d'angles telles que les raies les plus importantes forment l'accord choisi. En pratique, cela consiste à optimiser les combinaisons θ_k pour lesquelles les raies formant l'accord dominant toutes les autres fréquences. Les contraintes associées à cette optimisation sont les suivantes.

- Sur les paramètres d'entrée :
 - toutes les pales doivent être positionnées entre 0 et 2π . La première pale θ_0 est considérée comme étant la référence angulaire (position angulaire : 0). Les combinaisons d'angle θ_k sont données par rapport à l'origine du référentiel des angles. Pour que les propositions de combinaisons d'angle soient des solutions physiquement viables, il faut que $\theta_{k-1} < \theta_k < \theta_{k+1}$ et $\theta_N < 2\pi$;
 - un espacement angulaire minimal est également imposé entre deux pales successives pour qu'il n'y ait pas de solutions allant à l'encontre de règles de bon sens dans la conception de roues (pales se superposant partiellement à cause de leur épaisseur, pale accolée à une autre, ...).

Parmi les contraintes appliquées aux paramètres d'entrée, on pourrait également en ajouter une pour s'assurer de l'équilibrage des roues, ou encore définir un espacement angulaire minimal entre deux pales successives afin de prendre en compte la faisabilité mécanique ou afin de limiter la dégradation des performances aérauliques de la roue [79], mais cela n'a pas été pris en compte dans cette étude.

- Sur les paramètres de sortie :
 - les raies formant l'accord musical doivent avoir une amplitude significativement supérieure par rapport aux autres fréquences pour qu'elles soient perçues à l'oreille :

$$\forall m \in \mathbb{N} \setminus [n_1; n_2; n_3] \text{ tels que } \left\{ \frac{n_2}{n_1} = \frac{5}{4}; \frac{n_3}{n_1} = \frac{3}{2} \right\}, n \in [n_1; n_2; n_3]$$

$$L_{p_m} \leq \min(L_{p_n}) - B; B \text{ est à choisir}$$

- les amplitudes des raies formant l'accord musical doivent avoir des amplitudes proches :

$$L_{p_n} < \max(L_{p_n}) \text{ et } L_{p_n} \geq \max(L_{p_n}) - C; C \text{ est à choisir.}$$

Autrement, certaines fréquences peuvent être masquées par la raie la plus importante entraînant une perception incomplète de l'accord.

Ces contraintes sur les paramètres d'entrée et de sorties sont les fonctions objectives. Elles doivent être reformulées pour une application dans un algorithme génétique.

En effet, on cherche un minimum d'amplitude pour les raies ne formant pas l'accord musical et un maximum d'amplitude pour les raies sélectionnées tout en ayant une faible différence entre elles pour que toutes les notes de l'accord s'entendent.

5.3.4. MISE EN PLACE D'UN ALGORITHME GENETIQUE APPLIQUE A LA RECHERCHE DE REPARTITIONS DE PALES PRODUISANT UN SPECTRE MUSICALEMENT COLORE

Les choix sur la génération, la sélection et l'ordonnement des solutions définissant la stratégie de l'algorithme génétique sont décrits dans ce paragraphe. Nous aborderons les points suivants : le croisement, l'élitisme, la mutation et le brassage génétique.

5.3.4.1. LE CROISEMENT

Le choix a été fait de ne pas intégrer cette opération dans l'algorithme génétique, à cause du caractère non interchangeable des paramètres (c'est-à-dire l'angle entre deux pales voisines). La modification d'un ou de plusieurs paramètres n'aboutit pas toujours une configuration viable puisqu'il n'est pas assuré que la somme de tous les paramètres soit égale à 360°.

Il est toujours possible de prendre des écartements de parents différents, mais il y aura obligatoirement une adaptation des écartements restants pour que la somme totale fasse 360°. Le changement d'un paramètre entraîne obligatoirement la modification d'au moins un autre paramètre de par les contraintes sur les paramètres.

La méthode de croisement n'est pas adaptée à notre cas.

5.3.4.2. L'ELITISME

Au lieu de créer une population qui soit totalement renouvelée à chaque nouvelle génération, les individus répondant le mieux aux critères sont conservés pour la génération suivante. Cela permet de rendre la recherche de nouveaux individus plus efficace. Cette population intervient aussi dans la sélection des individus.

Une notion de critère de sélection intervient dans cette étape afin de déterminer les meilleures configurations. Deux processus peuvent être employés pour leur sélection : le « ranking » et la catégorisation des solutions.

LE « RANKING »

Pour que les solutions convergent vers les solutions optimales de Pareto, les solutions créées doivent pouvoir être ordonnées. Cela peut se faire en employant un critère de comparaison entre solutions définissant la relation de domination entre l'ensemble des solutions. Cependant, le classement issu de cette démarche se fait sur une dimension (car un seul critère est employé, bien que plusieurs facteurs puissent être pris en compte dans ce critère). Cette méthode n'est pas retenue.

LA CATEGORISATION DES SOLUTIONS

Le principe de cette sélection se base sur la catégorisation des configurations. Les solutions sont classées dans trois groupes distincts selon leurs capacités à répondre aux contraintes sur le spectre de raies. Ces groupes seront définis dans le paragraphe 5.3.5.3.

Le choix d'une sélection progressive des configurations est motivé par les fortes contraintes appliquées lors de cette étape. Si la conservation des configurations se limite uniquement à celles qui répondent aux critères, le risque de ne trouver aucune solution est fort. De plus, la méthode employée permet aussi d'estimer l'existence ou non d'au moins une solution convergente et de recalculer/optimiser les paramètres de fonctionnement de l'algorithme pour une plus grande rapidité de convergence. C'est cette méthode de sélection qui est employée dans l'algorithme.

5.3.4.3. L'HYBRIDATION/MUTATION

En biologie, la mutation génétique est à l'origine de l'évolution des espèces dans le but de s'adapter à un nouvel environnement ou à un nouveau mode de vie. Elle se traduit par la modification d'un gène dans le génome. Cette idée d'adapter les paramètres à optimiser en leur faisant subir un changement local est reprise dans l'algorithme développé ici.

L'avantage de l'algorithme génétique est sa capacité à explorer l'ensemble de l'espace des solutions, mais la convergence vers une solution n'est pas optimale avec cette démarche. En effet, les individus bien classés par la méthode de sélection ne sont pas exploités au mieux. L'emploi de la mutation va améliorer la convergence de l'algorithme. Elle consiste à créer des configurations à partir de celles retenues durant l'étape de sélection. Une configuration mutée se traduit par un déplacement des pales autour de la position d'une configuration retenue. Cela revient à faire une recherche locale autour des meilleures configurations retenues par élitisme.

5.3.4.4. LE BRASSAGE GENETIQUE

Cette méthode permet le maintien de la diversité. L'algorithme génétique sans amélioration tend à converger vers une unique solution. On appelle cela la dérive. Pour éviter ce phénomène, une partie de la population sera toujours renouvelée de façon aléatoire. Ainsi, les solutions seront mieux réparties sur la frontière Pareto.

5.3.5. DEROULEMENT DE L'ALGORITHME GENETIQUE

Les méthodes énoncées ci-dessus permettent soit une meilleure exploration de l'espace des solutions, soit l'amélioration de la convergence des solutions. Elles interviennent à différentes étapes du cycle de formation et de renouvellement de la population. Leur ordre d'intervention dans le fonctionnement de l'algorithme génétique est présenté dans cette section.

5.3.5.1. DOMAINE D'APPLICATION

Le présent programme peut rechercher la configuration optimale d'une roue avec un nombre de pales donné, à une vitesse fixée, produisant un spectre où certaines raies définies émergent sur les autres. Cette configuration peut être choisie sur un intervalle correspondant à la plage de vitesses considérée lors des essais préalables.

L'environnement et les conditions de mesure ne sont pas des paramètres variables. Les mesures dont les résultats alimenteront le modèle de calcul, doivent être réalisées dans les mêmes conditions de fonctionnement de la roue.

5.3.5.2. DONNEES

Plusieurs paramètres sont à définir en entrée. Certains sont relatifs aux configurations. Ils sont donnés ci-dessous :

- Nombre de pales Z de la roue.

- Vitesse de rotation de la roue.
- Coefficients de Fourier pour des roues, présentant différents nombres de pales régulièrement espacées, obtenues expérimentalement pour des vitesses et un obstacle, défini par sa forme et sa distance au bout de pales.
- Accord : avec un ventilateur quelconque à pales décalées (ou à pales régulières), les raies sont toujours des multiples de la fréquence de rotation de la roue fr . Donc, quand on choisit un accord, on choisit parmi ces raies, par exemple 8, 10 et 12 qui forment un accord parfait $\left(\frac{10}{8} = \frac{5}{4} \rightarrow tierce, \frac{12}{8} = \frac{3}{2} \rightarrow quinte\right)$.
- Nombre de raies N constituant le spectre (pour s'assurer que les raies choisies soient bien les seules émergentes).
- Espacement minimal entre pales.
- Niveau d'émergence des raies formant l'accord par rapport aux autres.
- Différence maximale d'amplitude entre les raies formant l'accord.

D'autres paramètres s'appliquent à l'algorithme. Ils influent sur la convergence, qui peut être locale, globale ou nulle, et la rapidité de la convergence :

- Nombre total de configurations X par itération : il correspond à la taille de la population qui restera inchangée.
- Nombre total d'itérations : l'algorithme s'arrête lorsque le nombre d'itérations atteint cette valeur, qu'il y ait une solution ou non.
- Proportion de configurations répondant aux critères sur le nombre total de configurations.
- Proportion de configurations approchées sur le nombre total de configurations.
- Proportion de configurations mutées.

Nous avons créé la possibilité d'entrer une configuration dans les paramètres d'entrée dans le cas où des solutions s'approchant d'une solution optimale sont connues, afin de rendre la convergence plus rapide.

5.3.5.3. CONTRAINTES

Trois niveaux de contraintes sont définis. Ce choix est motivé par les fortes contraintes auxquelles doivent répondre les paramètres (c'est-à-dire l'ensemble des raies calculé). Les critères à respecter pour faire partie de chacun des groupes sont décrits ci-dessous.

Contrainte absolue : les individus dont le spectre de raies respecte les exigences définies dans les contraintes sont rassemblés dans ce groupe (voir *Figure 5-15*). Ce sont les solutions optimales.

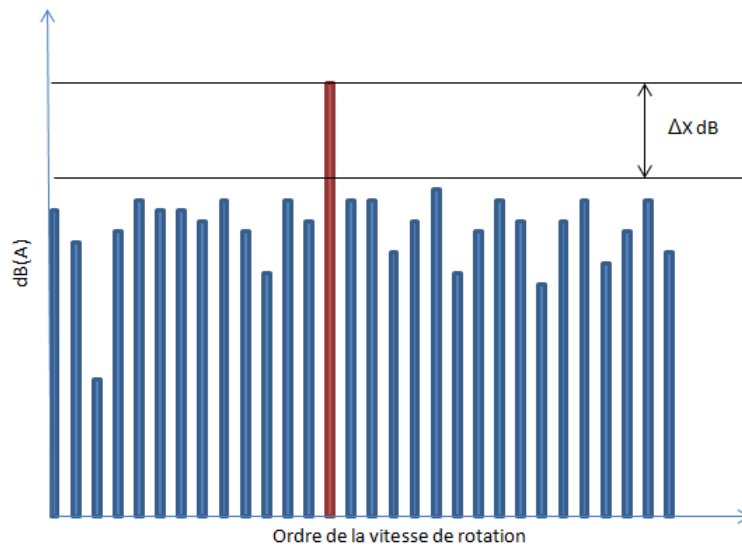


Figure 5-15 : Définition des contraintes absolues

- Pour entendre les raies formant l'accord musical par rapport aux autres raies, on définit une émergence (ex : 5 dB).
- Pour s'assurer qu'elles soient entendues toutes les trois, une différence maximale d'amplitude entre ces raies doit être décidée (ex : différence inférieure à 3 dB).

Contrainte locale : les individus qui ne font pas partie du groupe précédent mais qui répondent aux critères de façon locale, c'est-à-dire autour des raies formant l'accord musical, font partie du groupe local. Si les raies dans le voisinage des raies à faire émerger sont inférieures à l'émergence définie dans les paramètres d'entrée, alors ces configurations font partie de ce groupe (voir **Figure 5-16**).

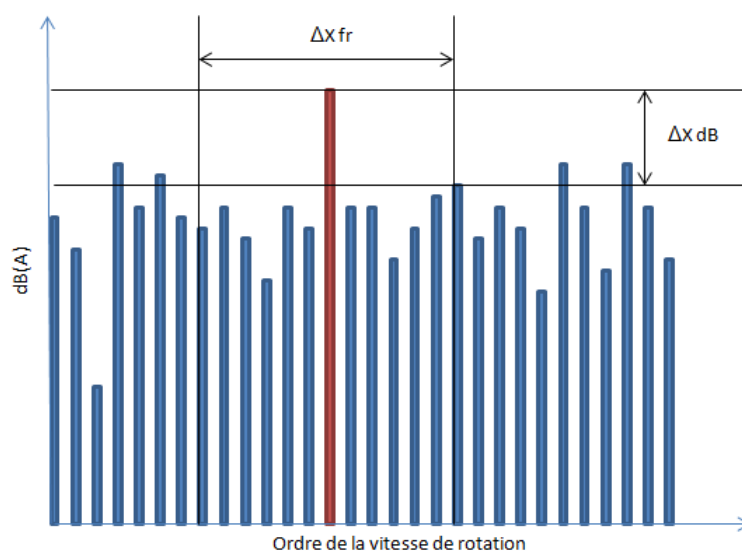


Figure 5-16 : Définition des contraintes locales

Contrainte globale : les individus n'appartenant à aucun des deux groupes précédents mais présentant un spectre dont les raies aux fréquences à faire émerger sont les plus grandes, intègrent ce groupe (voir **Figure 5-17**).

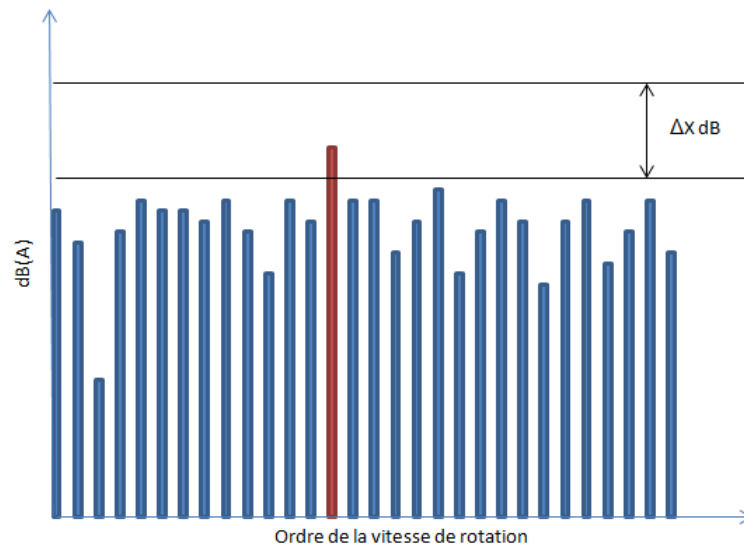


Figure 5-17 : Définition des contraintes globales

Les autres configurations ne font partie d'aucun groupe et sont donc rejetées.

5.3.5.4. ALGORITHME DE CALCUL

Quatre étapes décrivent l'algorithme génétique (**Figure 5-18**).

1^{ère} étape

- Générer de manière aléatoire les P configurations de roues physiquement réalisable (somme des espacements angulaire = 360°)
- Calculer le spectre pour chacune des configurations à l'aide de la méthode proposée
- Comparer les spectres aux critères :

On procède à la sélection des individus.

Ils sont classés dans trois groupes définis selon le processus qui suit.

- S'ils répondent aux contraintes recherchées, alors ils intègrent le *groupe absolu*.
- S'ils n'entrent pas dans le groupe, ils postulent aux deux groupes au niveau de contraintes moins fort, répondant aux critères partiels suivants :
 - si leur spectre présente les caractéristiques demandées par le *groupe local*, ils y sont admis ;

- sinon, ils postulent au *groupe global* qu'ils intégreront s'ils satisfont aux contraintes ;
- les autres sont rejetés.

Les configurations retenues constituent les parents (sélection dans un algorithme génétique). Elles sont stockées d'une itération à une autre dans un tableau disponible à la fin de l'algorithme.

Seuls les individus du groupe répondant aux plus fortes contraintes sont retenus et ils représentent au maximum $k\%$ de la population totale. Cette valeur est à définir en entrée.

2^{ème} étape

- Les configurations conservées constituent une partie de la nouvelle population à laquelle on ajoute de nouvelles configurations.
 - Des configurations créées aléatoirement autour des parents. Elles servent de référence dans la formation de nouveaux individus intégrant la nouvelle génération. En effet, ces individus seront créés dans un espace local autour des individus de référence (mutation). Le périmètre de ce voisinage est un paramètre contrôlable par l'utilisateur.
 - De nouvelles configurations purement aléatoires pour enrichir la population.

La proportion de configurations provenant, soit d'une mutation, soit d'une génération aléatoire est une valeur qui est définie en entrée.

Le nombre total de configurations est toujours P .

- Sur ces configurations, on calcule à nouveau les spectres et on compare à nouveau aux critères, comme à l'étape 1.

3^{ème} étape

Itération de la 2^{ème} étape jusqu'au nombre d'itérations défini

4^{ème} étape

Ces itérations successives convergent vers une ou plusieurs solutions optimales. Les répartitions angulaires et le spectre des solutions sont tracés à la fin du calcul.

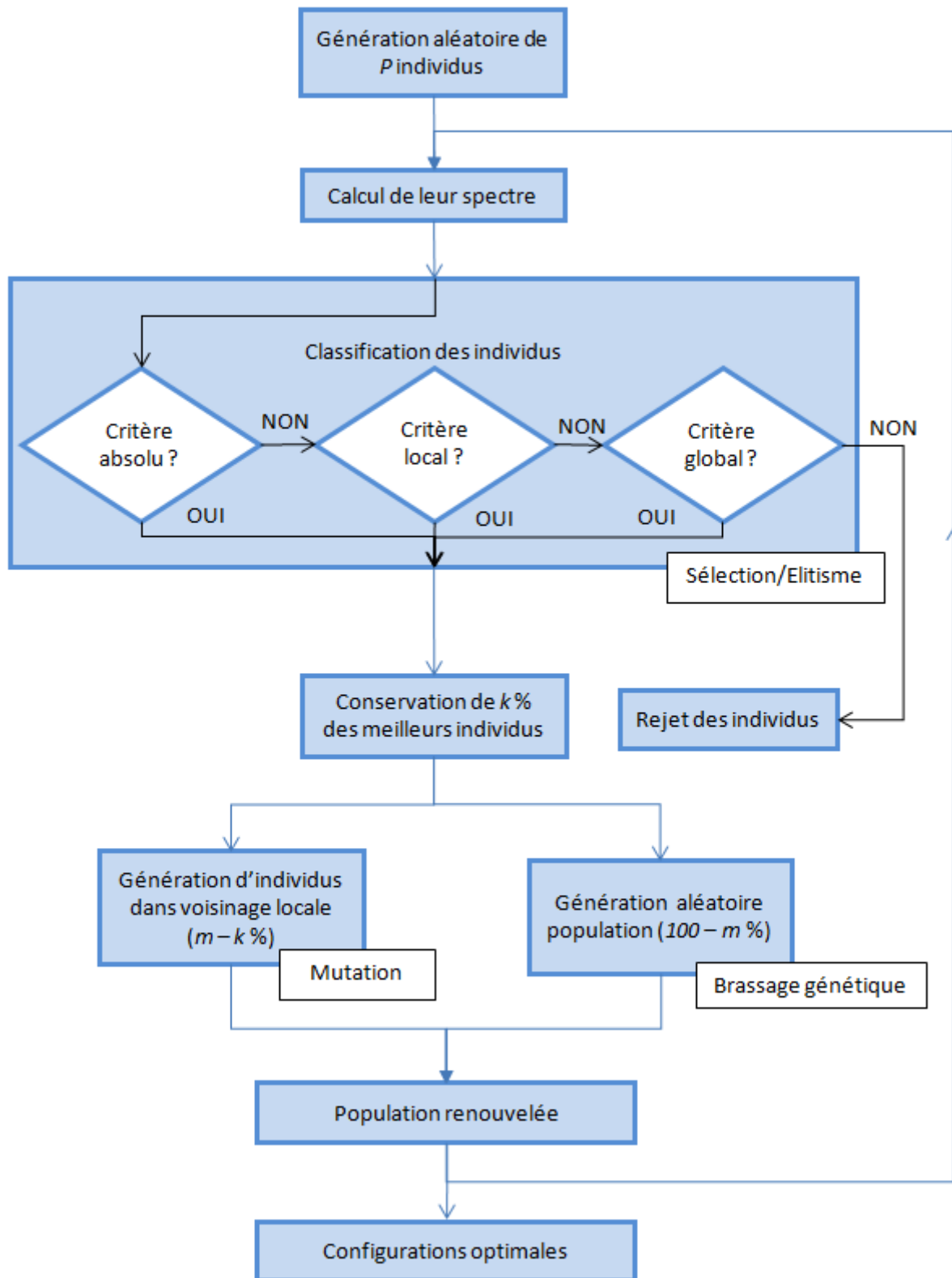


Figure 5-18 : Organigramme de l'algorithme génétique

Parmi les solutions les mieux classées, d'autres évaluations sont appliquées par la suite sur des critères tels que le niveau sonore global du spectre de raies ou l'équilibrage de la configuration des pales, ou encore les meilleures émergences des raies ciblées. Elles n'ont pas été intégrées dans l'algorithme génétique pour ne pas alourdir les calculs. Il n'est déjà pas certain de trouver une solution qui réponde aux critères fixés sur le spectre. La priorité est donnée à l'évaluation de la faisabilité de trouver une roue qui satisfasse aux contraintes déjà fortes appliquées sur le spectre de raies.

Le code complet de l'algorithme est donné dans l'**Annexe 1** -.

5.3.5.5. RESULTATS

Ils concernent la possibilité d'afficher les solutions absolues, locales ou globales en fonction de plusieurs critères : l'émergence des raies, la régularité dans la partition des pales et le niveau global acoustique porté par les raies.

Un numéro est associé à chaque configuration pour les distinguer. Selon le critère de classement des solutions, la valeur ayant servi au classement est indiquée sur la feuille de résultats. Cette dernière comporte un tableau donnant la position angulaire des pales et un autre regroupant l'amplitude des raies. Des graphiques de ces tableaux sont tracés pour une visualisation plus rapide et simplifiée des résultats.

5.3.6. APPLICATIONS A LA RECHERCHE D'UN ACCORD MUSICAL DONNE

L'algorithme est exécuté pour différents accords musicaux afin de tester sa capacité à trouver des solutions et d'évaluer ses limites.

5.3.6.1. CHOIX DES ACCORDS

Dans un premier temps, nous avons choisi les conditions les plus simples : un accord à deux notes. Cependant, les amplitudes des raies latérales de la FPP évoluent de manière assez symétrique comme le suggère la méthode de calcul utilisant les fonctions de Bessel. Cela indique qu'il est plus facile de faire émerger des paires de raies espacées de $k \times fr$ de la FPP. C'est d'autant plus vrai que k est petit.

De ces constatations, le choix de l'accord musical et du nombre de pales s'est porté sur une tierce majeure et une roue de 9 pales. Il a été motivé par le fait que la raie centrale correspond à la FPP,

soit $9 fr$, et que l'accord de tierce majeur puisse être formé par deux raies à 8 et $10 fr$, c'est-à-dire les deux raies latérales autour de $9 fr$ espacés de fr , la plus petite distance possible séparant les raies.

Les répartitions de roues à 9 pales faisant émerger des raies à 8 et $10 fr$ sont recherchées en appliquant l'algorithme. Celui-ci a besoin de données expérimentales correspondant aux coefficients de Fourier relevés sur des roues à pales régulièrement espacées. Ces éléments doivent être renseignés dans un tableau prévu à cet effet.

La vitesse de rotation est fixée à 1500 tr/min. Pour limiter les décalages importants, l'angle minimal séparant deux pales consécutives est fixé à 32° . Le spectre est calculé sur 80 raies multiples de la fréquence de rotation car elles couvrent la plage de fréquence observée où des raies émergent bien du bruit à large bande pour une roue à pales régulièrement espacées. On impose une émergence minimale de 5dB entre les raies formant l'accord et les autres, et une différence maximale de 3dB entre les amplitudes des raies formant l'accord. L'algorithme effectue 80 itérations et 100 configurations sont étudiées à chaque itération. Ces configurations sont réparties suivant les proportions suivantes : 30% des configurations sont réservés pour celles répondant au critère global, 30% autres sont attribués à celles remplissant le critère local et les 40% restants sont conservés pour rechercher des solutions approchées.

La recherche de solutions dans le voisinage d'une solution existante est définie par un paramètre qui traduit le débattement angulaire maximal autour de la position de chacune des pales de la solution retenue. Nous avons choisi ici la valeur de 4° .

Les résultats issus de l'algorithme avec ce réglage ont donné 100 configurations répondant aux contraintes, qui ont été classées par ordre décroissant d'émergence moyenne des deux raies formant l'accord par rapport à l'amplitude la plus grande parmi les autres raies. On trouve la répartition avec la plus grande émergence pour une tierce majeure sur la **Figure 5-19** et le spectre de raies pondéré A sur la **Figure 5-20**. Cette configuration sera désignée « roue A ».

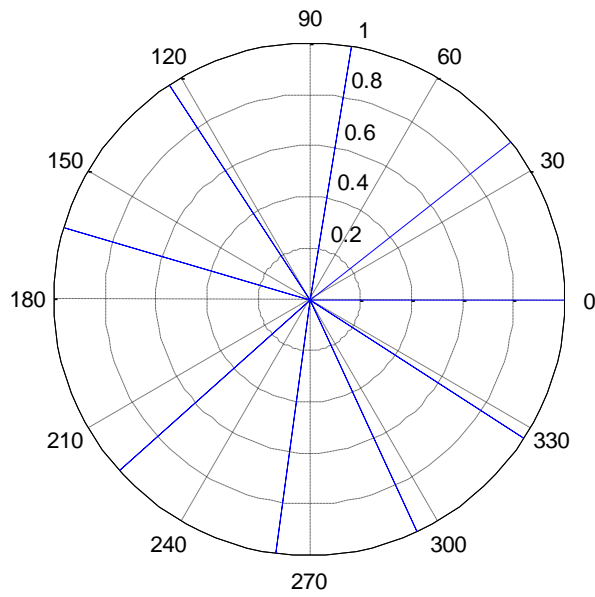


Figure 5-19 : Position des 9 pales de la roue A pour un accord de tierce majeure

Les angles peuvent varier de $58,3^\circ$ à $32,2^\circ$, soit une différence maximale de $26,1^\circ$. L'écart-type des espacements angulaires entre deux pales successives sur la combinaison des angles formant la roue est de 8° .

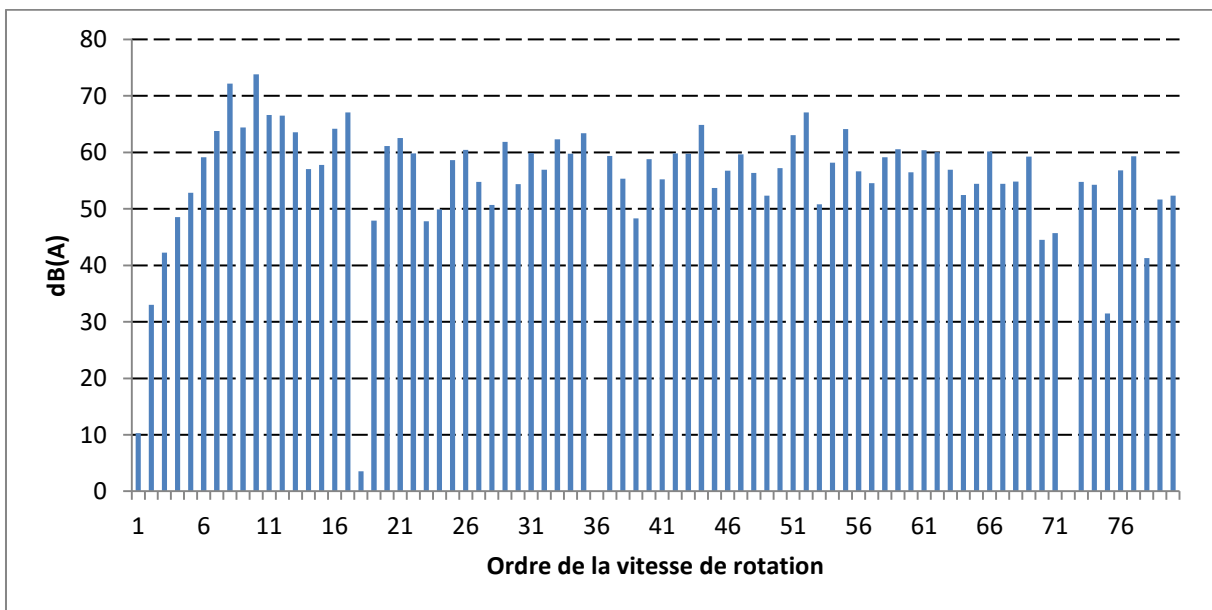


Figure 5-20 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A à 9 pales pour un accord de tierce majeure

Le spectre de la roue est dominé par deux raies à 8 et 10 *fr*. Le rapport de fréquence vaut $5/4$, ce qui correspond bien à l'accord de tierce majeure recherché. Ces raies sont au moins 5 dB au-dessus des

autres. Cette émergence est suffisante pour être perçue à l'oreille, et donne une coloration musicale au bruit du ventilateur.

Afin d'évaluer la capacité de l'algorithme à trouver des solutions lorsque les raies émergentes ne sont plus les raies latérales d'une raie centrale donnée par la FPP, on étudie une roue à 8 pales faisant émerger un accord de tierce majeure formé par deux raies à 8 et 10 fr.

Les mêmes paramètres de l'algorithme sont conservés. 45 configurations sont trouvées au total, dont quatre répondent à toutes les contraintes, les autres vérifiant les critères locaux. Elles sont classées par ordre décroissant d'émergence moyenne des deux raies formant l'accord par rapport à l'amplitude la plus grande parmi les autres raies. On trouve la répartition avec la plus grande émergence pour une tierce majeure sur la **Figure 5-21** et le spectre de raies pondéré A sur la **Figure 5-22**. Cette roue est nommée B.

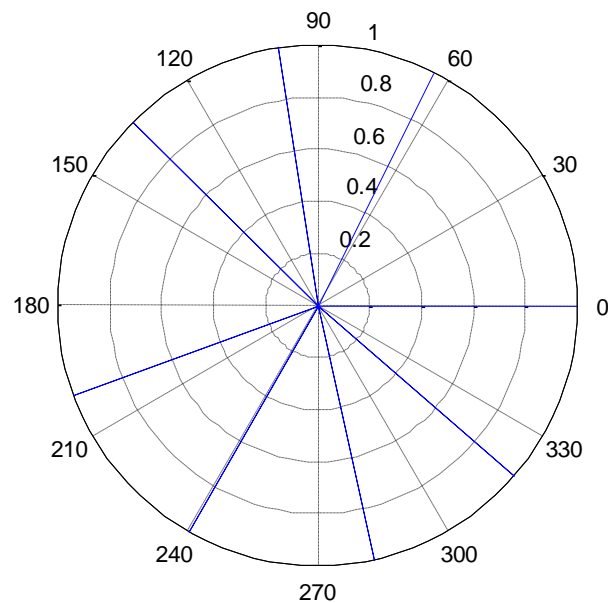


Figure 5-21 : Position des 8 pales de la roue B pour un accord de tierce majeure

Les angles peuvent varier de $65,3^\circ$ à $35,3^\circ$, soit une différence maximale de 30° . L'écart-type des espacements angulaires entre deux pales successives sur la combinaison des angles formant la roue est de 12° .

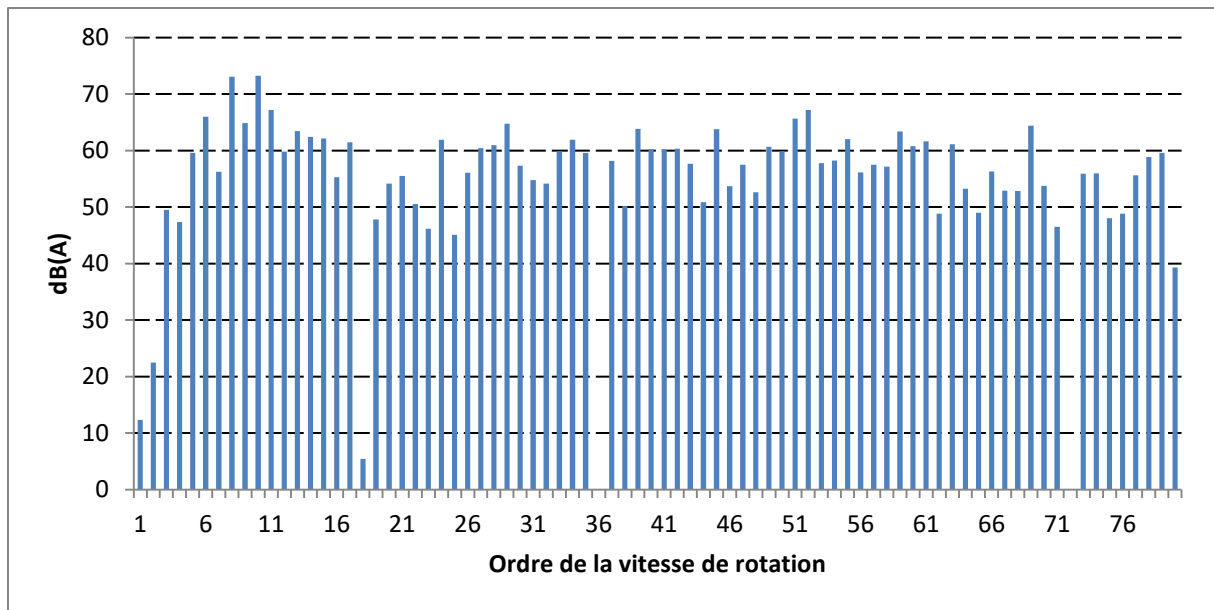


Figure 5-22 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue B à 8 pales pour un accord de tierce majeure

Les raies à 8 et 10 *fr* dominent le spectre de la roue, ce qui forme bien un accord de tierce majeure, comme recherché. Ces raies sont au moins 5 dB au-dessus des autres et elles ont des amplitudes équivalentes, ce qui permet d'avoir un son équilibré entre les deux notes de l'accord.

Dans un deuxième temps, on augmente la difficulté en choisissant de faire apparaître un accord de trois notes dans le bruit de raies.

Afin d'augmenter la probabilité de trouver des solutions, les raies choisies doivent être aussi proches que possible les unes des autres car il est plus facile de concentrer la répartition de la puissance acoustique dans le voisinage immédiat de la FPP, comme pressenti par la méthode employant les fonctions de Bessel. L'accord à trois notes et consonant répondant à ce critère est l'accord parfait majeur. Les accords simples de deux notes le constituant sont la tierce majeure et la quinte dont les rapports de fréquence sont respectivement de $5/4$ et $3/2$ ce qui signifie que des raies à $4k$, $5k$, et $6k$ sont des combinaisons possibles pour former l'accord parfait majeur. Pour que les raies soient le plus proche possible, le choix réfléchi serait de prendre $k=1$ mais, pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min, soit une fréquence de rotation de 25 Hz, les raies sont à 100, 125 et 150 Hz. Ces fréquences sont fortement atténuées par la pondération A. A l'oreille, l'accord sera difficilement perceptible. C'est pourquoi on prend $k=2$. Les raies à faire émerger sont donc 8, 10 et 12 *fr*.

Le choix du nombre de pales est également à faire de manière judicieuse. Puisqu'il est plus facile de faire émerger des raies à la FPP et autour de celle-ci, il est dans la logique que 10 *fr* soit la FPP. Cela revient donc à prendre une roue à 10 pales. Des configurations de roues ayant une FPP coïncidant

avec la fréquence fondamentale de l'accord sont aussi recherchées, comme ce qui a été fait pour l'accord de tierce majeur. Cela correspond donc à des roues à 8 pales.

Les données de l'algorithme sont identiques à celles de l'exemple précédent. Cependant, aucune solution, qu'elle soit globale, locale ou approchée, n'a été trouvée. Les contraintes posées sur les paramètres sont telles qu'il n'existe aucun ensemble de l'espace des solutions y répondant. Pour trouver des configurations créant une consonance parfaite majeure, il faut libérer des contraintes. L'agrandissement de l'espace de recherche des solutions se traduit par le choix de réduire l'espacement angulaire minimal entre les pales. L'algorithme est relancé pour un espacement minimal entre pales de 25° et pour un débattement angulaire de 2° dans la recherche au voisinage d'une solution. Tous les autres paramètres restent inchangés.

68 configurations répondant aux critères locaux sont alors trouvées. Le classement des configurations par ordre croissant de l'émergence moyenne des raies formant l'accord place la configuration donnée sur la **Figure 5-23** à la première position. Cette roue est notée C.

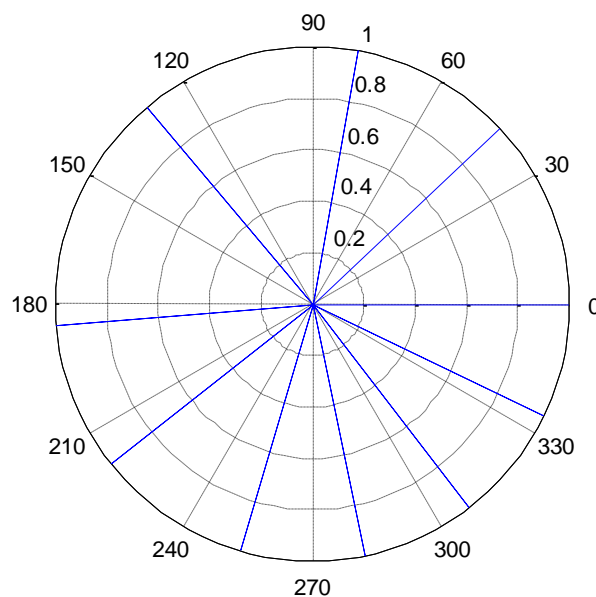


Figure 5-23 : Position des 10 pales de la roue C pour un accord parfait majeur

Les angles peuvent varier de 65,3° à 35,3°, soit une différence maximale de 30°. L'écart-type des espacements angulaires entre deux pales successives sur la combinaison des angles formant la roue est de 12°.

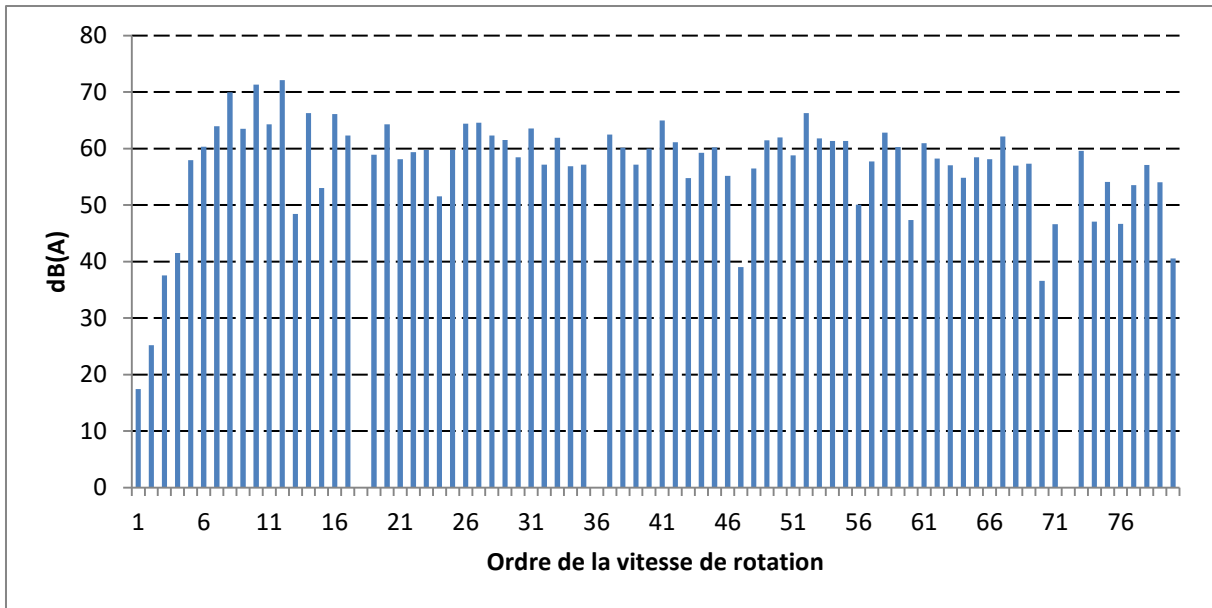


Figure 5-24 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue C à 10 pales pour un accord parfait majeur

L'émergence moyenne des trois raies par rapport à l'amplitude la plus grande des autres raies est de 4,8 dB et l'émergence la plus faible des trois raies est portée par le fondamental avec 3,7 dB (**Figure 5-24**).

Afin d'évaluer l'augmentation de l'émergence des raies formant l'accord avec un élargissement de l'espace de recherche des solutions en réduisant l'espacement angulaire minimal entre deux pales, celui-ci est maintenant fixé à 20°. La configuration donnant la plus grande émergence avec ces conditions est donnée sur la **Figure 5-25**. Elle est appelée D.

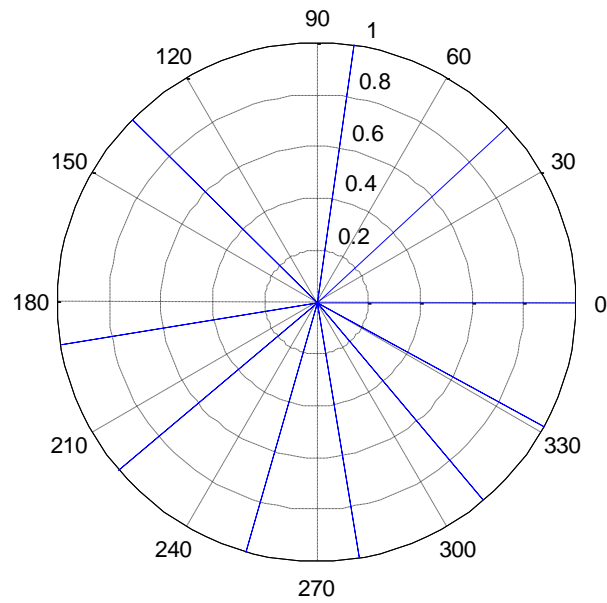


Figure 5-25 : Position des 10 pales de la roue D pour un accord parfait majeur

Les angles séparant deux pales vont de $20,9^\circ$ à $54,3^\circ$, soit une différence maximale égale à $33,4^\circ$ et leur écart-type est de $11,2^\circ$. Ces valeurs sont équivalentes à celles de la roue C. La différence angulaire de la position des pales entre la roue C et D fluctue entre $-5,1^\circ$ et 3° . La différence sur l'espacement angulaire entre deux pales varie de $-5,1^\circ$ à $5,3^\circ$.

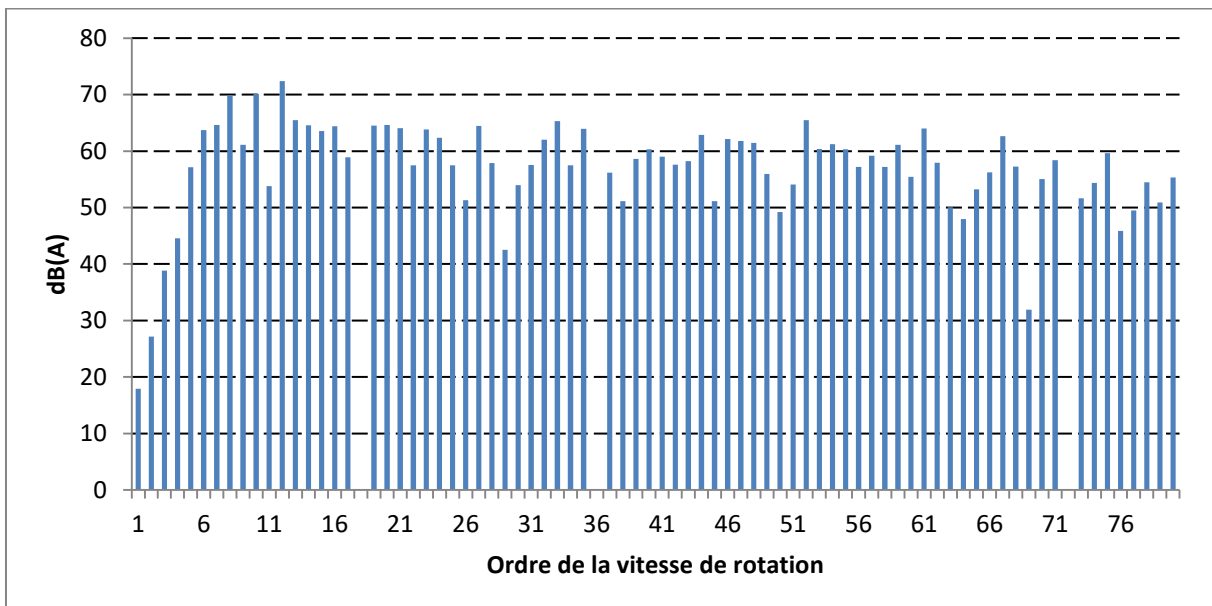


Figure 5-26 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue D à 10 pales pour un accord parfait majeur

L'émergence moyenne des trois raies par rapport à la plus grande des autres raies est de 5,3 dB et l'émergence la plus faible des trois raies est portée par le fondamental avec 4,5 dB (**Figure 5-26**). Par

rapport à la roue C, l'émergence moyenne a augmenté de 0,5 dB et l'émergence la plus faible est augmentée de 0,8 dB.

L'élargissement de l'espace des solutions a permis de trouver des configurations avec une plus forte émergence des raies, mais elle est limitée. Il semble y avoir une convergence vers une valeur maximale de l'émergence. Pour la roue étudiée, l'émergence ne paraît pas pouvoir augmenter significativement au-delà de la valeur trouvée même en libérant des contraintes.

Avec les mêmes paramètres d'entrée que la roue D, l'algorithme est aussi appliqué sur une roue à 8 pales pour l'émergence des trois mêmes raies formant un accord parfait majeur pour tester les limites de la démarche en se plaçant dans des conditions moins favorables à l'existence de solutions.

On obtient alors la répartition, nommée « E », sur la **Figure 5-27**, pour laquelle l'émergence moyenne des raies est la plus élevée parmi les 14 configurations trouvées et répondant aux critères locaux.

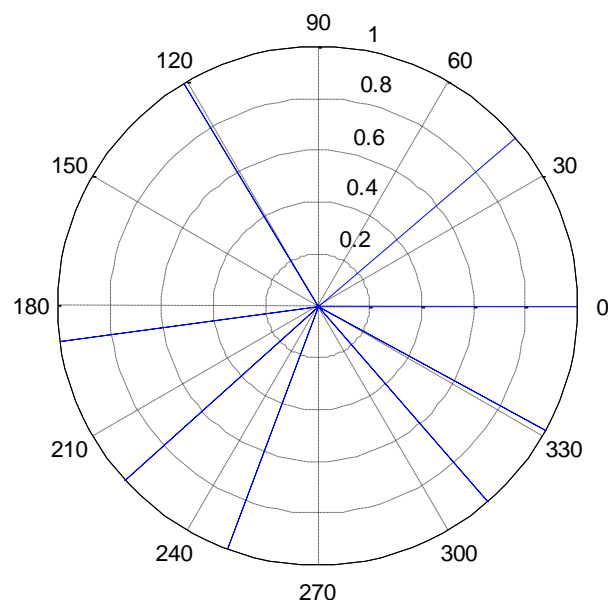


Figure 5-27 : Position des 8 pales de la roue E pour un accord parfait majeur

L'espacement angulaire entre pales varie entre $20,3^\circ$ et $80,7^\circ$, soit une différence maximale de $60,4^\circ$ et l'écart-type sur cette grandeur s'élève à $21,8^\circ$.

Le spectre de raies en fonction du rang de l'harmonique de la rotation est donné sur la **Figure 5-28**.

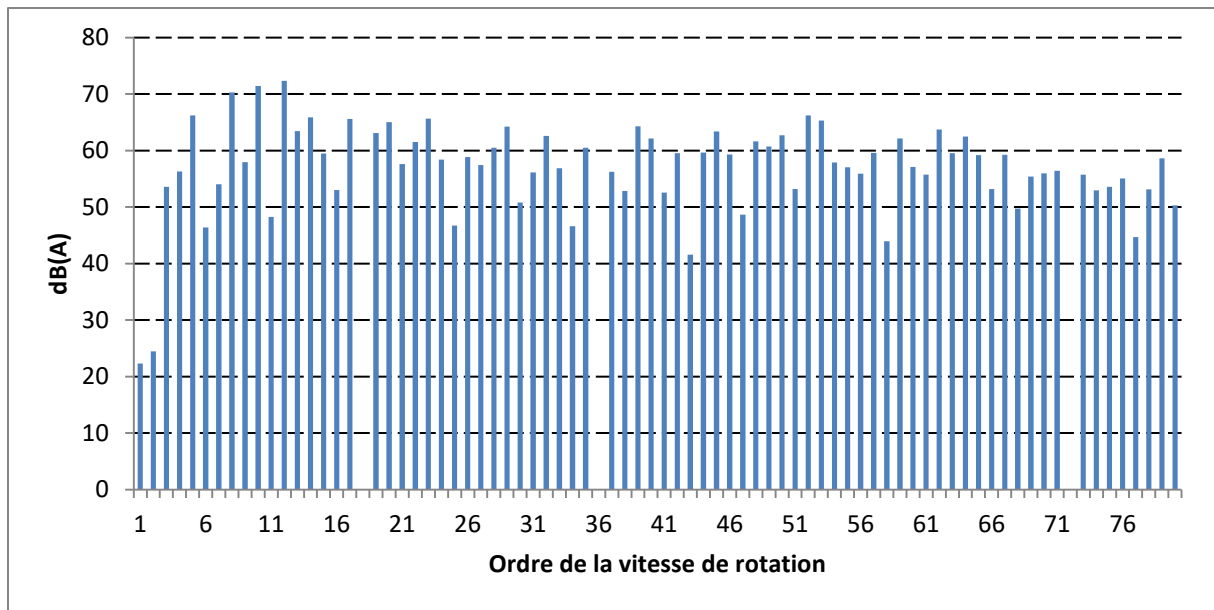


Figure 5-28 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue E à 8 pales pour un accord parfait majeur

Les trois raies principales sont celles demandées. Leur émergence moyenne sur la raie la plus grande parmi les autres est de 5,1 dB et l'émergence de la plus petite raie s'élève à 4,1 dB. Ces valeurs sont similaires à celles de la roue D à 10 pales. Cela prouve que la démarche fonctionne dans des conditions non optimales à l'obtention d'une solution.

5.3.6.2. VALIDATION

Pour valider les spectres calculés par l'algorithme, on réalise des essais sur le banc décrit au paragraphe 5.2.3.1. Les conditions de fonctionnement restent inchangées par rapport aux essais sur les roues à pales régulièrement espacées.

En fait, pour une configuration de roue à Z pales trouvée par l'algorithme, il y a donc $(Z-1)!$ arrangements angulaires possibles des pales produisant un spectre identique d'après l'hypothèse posée pour le calcul du spectre. L'analyse des mesures sur des roues à pales irrégulièrement espacées montre au contraire que, pour les forts décalages, la forme de l'impulsion liée au passage d'une pale est très différente de la forme calculée. Dans le cas de grandes variations des espacements angulaires, dont l'influence n'est pas prise en compte dans le modèle, la prévision du spectre de raies est moins précise. On peut supposer que l'ordre du décalage a une influence sur le spectre.

Afin de tester cette hypothèse, nous avons réalisé deux essais sur deux roues comportant les mêmes angles mais arrangés dans un ordre différent. On se base sur la répartition angulaire de la roue A.

Pour l'une des roues, nommée A1, les angles sont classés de sorte que la variation soit la plus régulière possible. À l'opposé, les angles de la deuxième roue A2 sont répartis de façon à ce que les écarts angulaires soient les plus grands entre deux angles successifs. Leur répartition est donnée sur les **Figure 5-29** et **Figure 5-31**. Une comparaison des spectres de raies mesurés et calculés pour les roues A1 et A2 est respectivement exposée sur la **Figure 5-30** et sur la **Figure 5-32**. La pondération A est appliquée aux spectres.

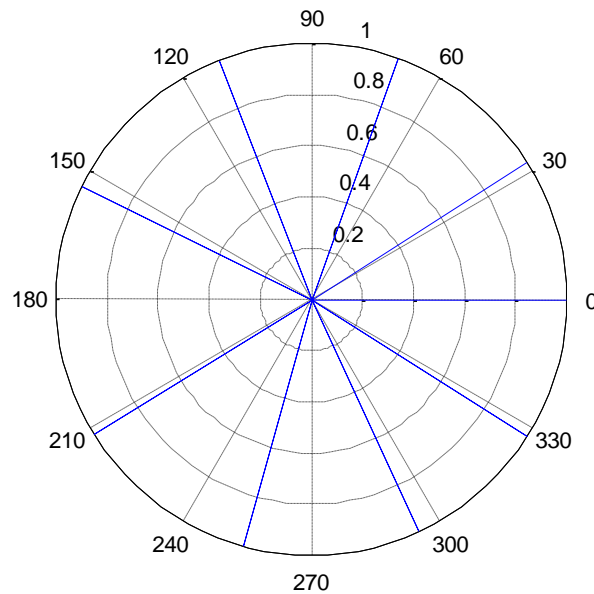


Figure 5-29 : Position des 9 pales de la roue A1

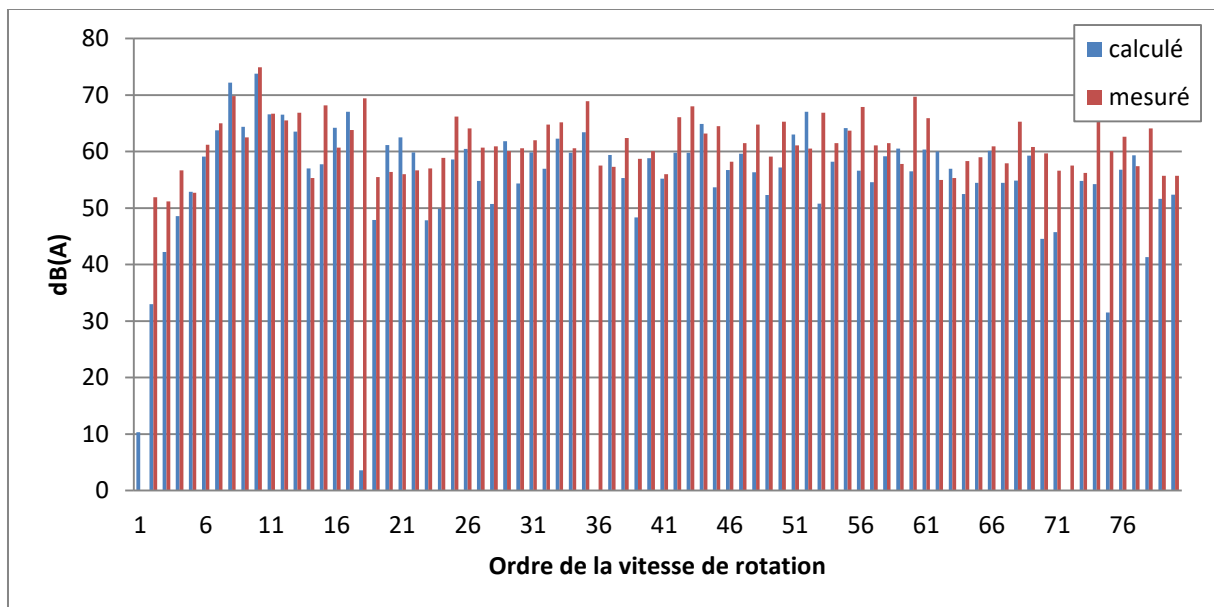


Figure 5-30 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A1 : calculé et mesuré

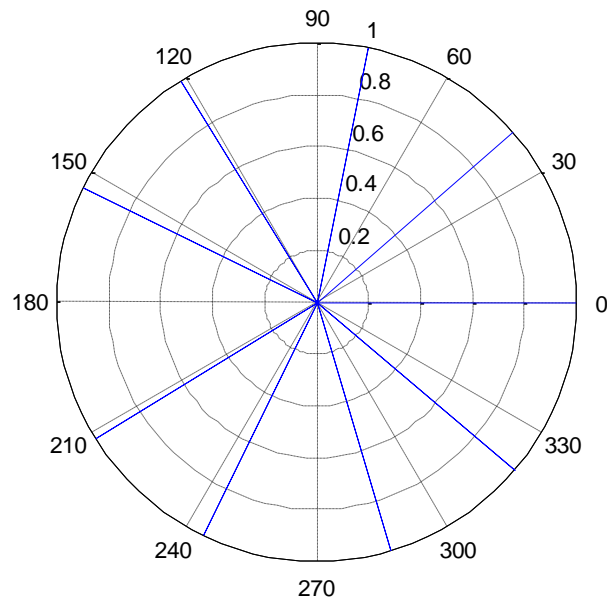


Figure 5-31 : Position des 9 pales de la roue A2

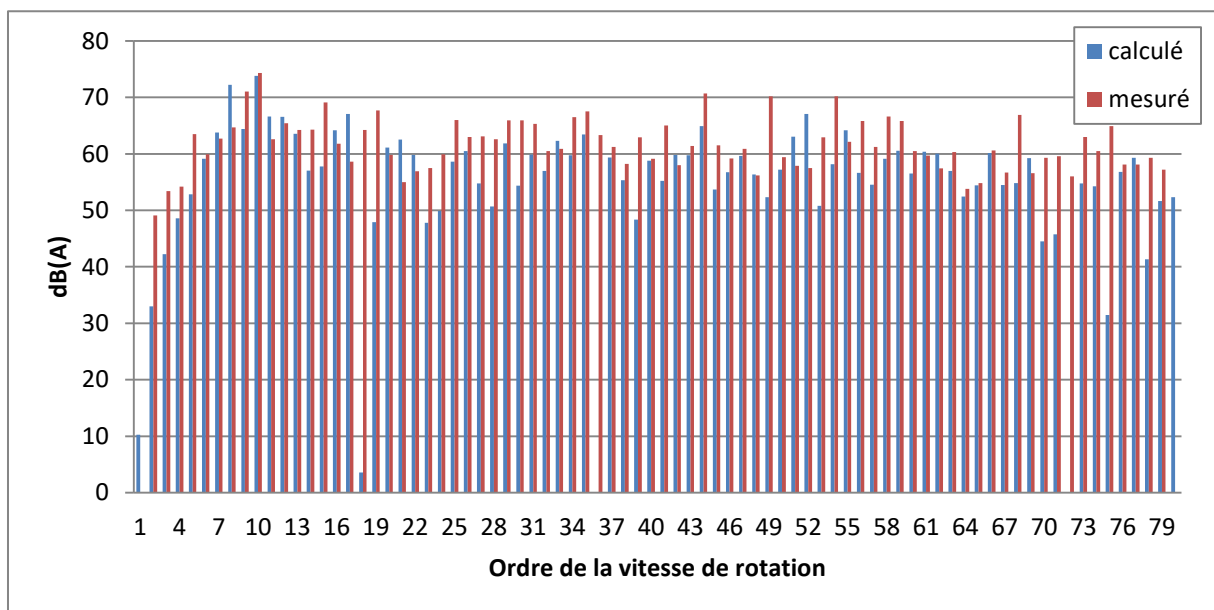


Figure 5-32 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A2 : calculé et mesuré

Sur la **Figure 5-30**, où la roue étudiée présente une répartition assez régulière, les raies formant l'accord de tierce majeur émergent bien des autres raies comme prévu. Mais si on considère le spectre pondéré A, les raies en basses fréquences subissent une réduction de leur amplitude à cause du filtre. Il est alors plus difficile de faire émerger les raies.

Pour la roue favorisant de grandes différences d'espacements angulaires successifs, les raies les plus importantes ne sont plus celles attendues. Seule la raie à 12 *fr*, correctement prédite, émerge. Quant

à la raie à 8 *fr* qui devrait émerger selon les calculs, son amplitude est surestimée de 7,5 dB. La combinaison d'angles formant une roue complète a donc une importance dans la bonne prévision du spectre.

La mesure devant valider le calcul du spectre de raies d'une roue à pales décalées a montré que l'influence du passage de pales antérieures est négligeable lorsque les décalages sont faibles. Les deux mesures ci-dessus permettent de conclure qu'une variation relativement progressive des angles séparant deux pales successives réduit l'influence de l'interaction de passage des pales antérieures.

Les mesures portant sur l'accord à trois notes ne sont pas présentées. Les répartitions angulaires retenues contiennent des variations plus importantes que celles de la roue A étudiée. Les résultats de mesures sont, comme attendu, éloignés des prédictions.

La recherche des solutions avec un faible décalage est donc nécessaire pour que la démarche produise des résultats fiables. Cela va dans le bon sens en termes de conception car ainsi les déséquilibres sont moindres et la performance aéroulique est peu dégradée.

5.3.6.3. RESULTATS SUR UN DEUXIEME BANC D'ESSAIS – COMPARAISON

Le spectre de la roue intégrée au premier banc d'expérimentation (§ 5.2.3.1) présente de nombreuses composantes en hautes fréquences relativement fortes, liées à la forme de la pale (plate). Cette géométrie de pale n'est pas adaptée à la génération d'un débit d'air. La traînée habituellement créée en bout de pale est faible. Seuls les tourbillons se forment sur les bords de pales. C'est leur cisaillement qui produit du bruit. Pour avoir un spectre de raies bien émergentes, il a fallu placer un obstacle relativement proche des pales (1,5 mm).

Le mécanisme est différent lorsque la roue déplace de l'air. Le bruit provient du cisaillement de la traînée. Il n'est pas nécessaire d'avoir une forte proximité de l'obstacle car la traînée d'air se fait sur une plus longue distance que les tourbillons. Cet éloignement permet de créer des variations de pression moins impulsionnelles, qui se caractérisent par un spectre de raies moins riche en hautes fréquences, observé sur des mesures du ventilateur centrifuge à réaction intégré dans la pompe à chaleur. C'est pour cela qu'un deuxième banc a été développé pour effectuer ces enregistrements sonores.



Figure 5-33 : Exemple d'une roue de ventilateur centrifuge à réaction testée

Le moteur d'origine du ventilateur de la PAC est réutilisé. On y fixe une pièce d'adaptation spécialement conçue pour pouvoir monter des roues ayant différents nombres de pales et répartitions angulaires, fabriquées par impression 3D par stéréolithographie (**Figure 5-33**). Les modèles de roue testés se basent sur celui de la roue du ventilateur de la pompe à chaleur.

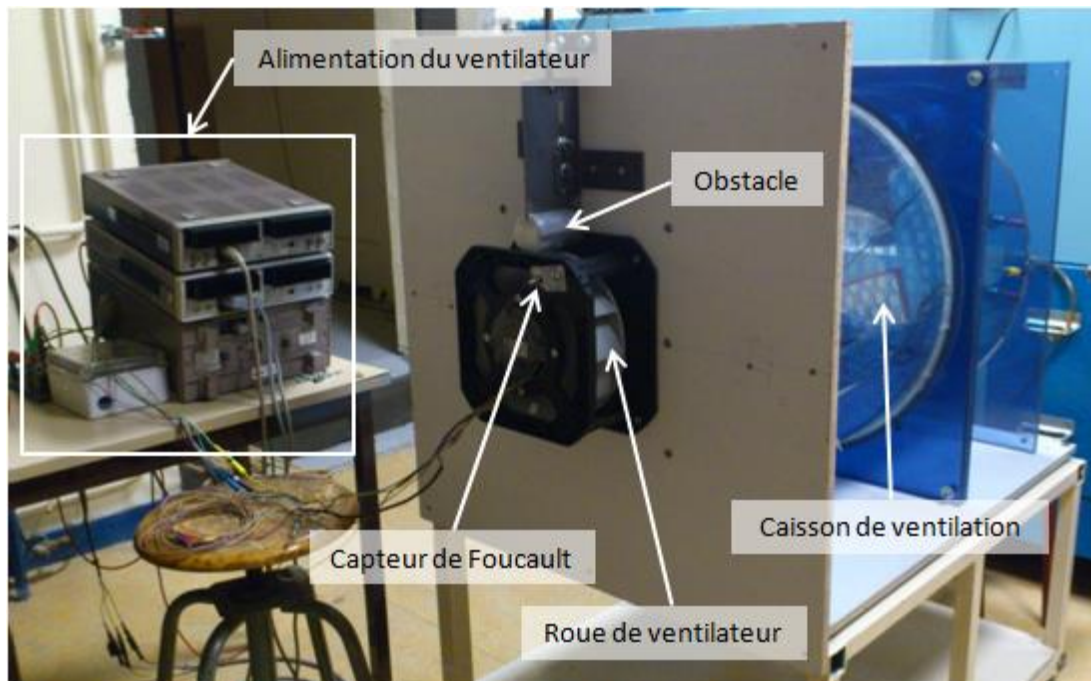


Figure 5-34 : Banc d'expérimentation conçu pour l'étude de ventilateurs centrifuges à réaction

Le ventilateur est monté sur un caisson qui sert à le maintenir et aussi à le charger avec une perte de charge pouvant être rencontrée dans les installations (**Figure 5-34**). La même chaîne d'acquisition est réemployée dans ce banc (cf. §5.2.3.1). L'obstacle utilisé est un cylindre de diamètre 50 mm distant des pales de 5 mm pour créer une fluctuation de charge sur les pales.

Les pressions acoustiques moyennées pour des roues à pales régulièrement espacées sont consultables dans l'**Annexe 2** -.

Un exemple de résultats est donné sur les **Figure 5-35** et **Figure 5-36**. Ces mesures ont été effectuées sur une roue à 10 pales. La **Figure 5-35** illustre le spectre pour une vitesse de rotation de 1500 tr/min et une répartition de pales régulière alors que pour la **Figure 5-36**, la répartition des pales est irrégulière.

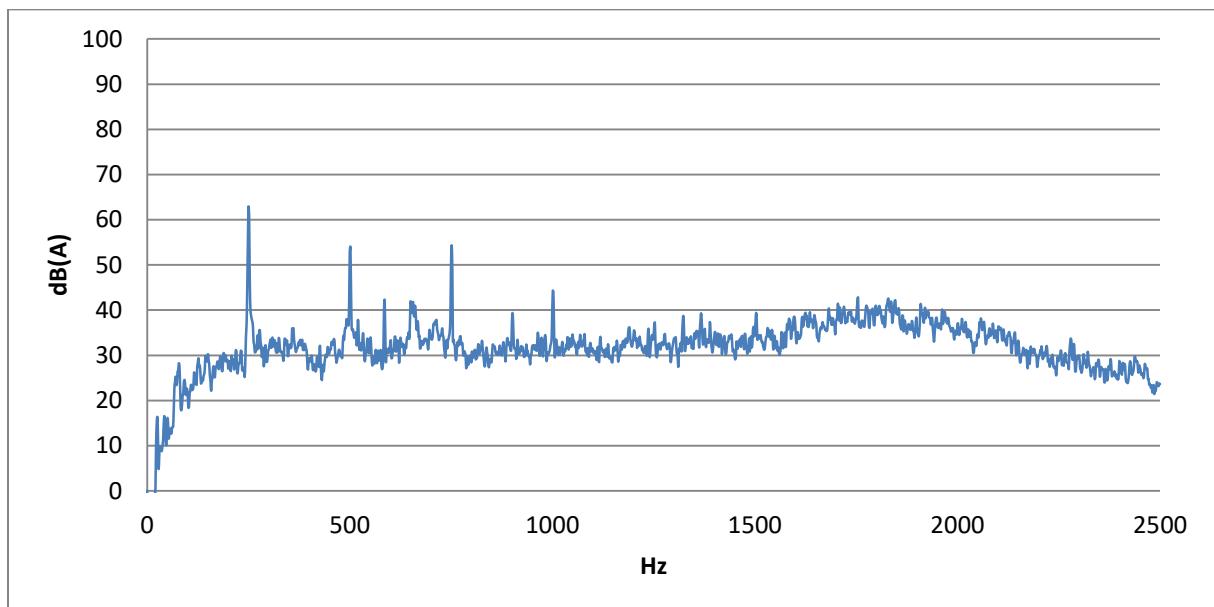


Figure 5-35 : Spectre du ventilateur centrifuge à réaction à pales régulièrement espacées

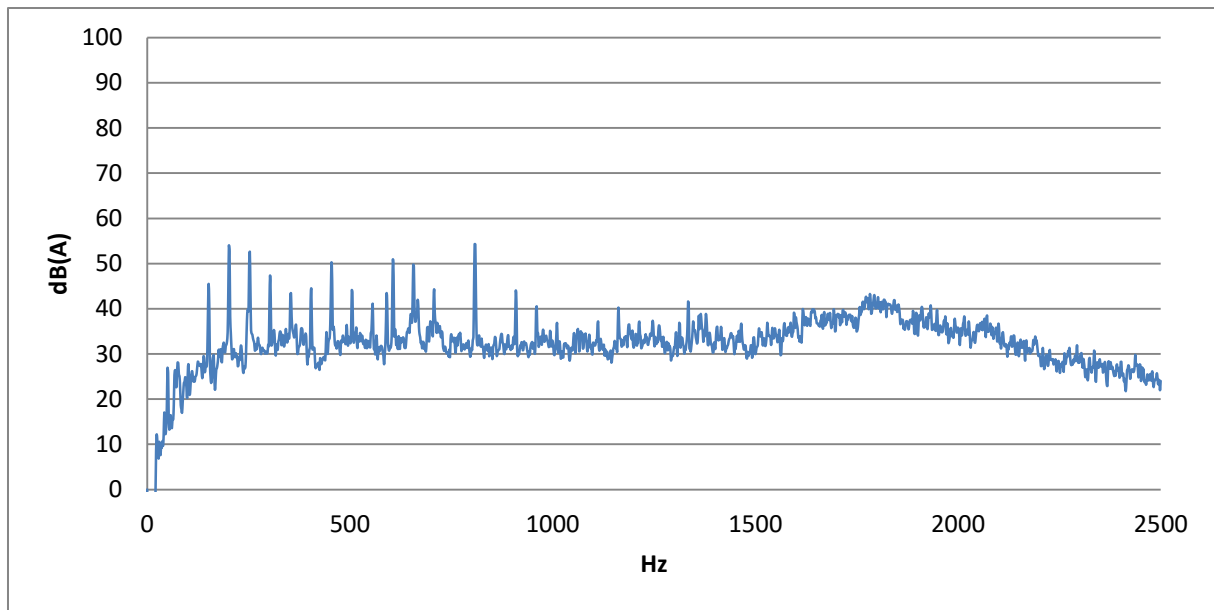


Figure 5-36 : Spectre du ventilateur centrifuge à réaction à pales décalées

Les quatre premières raies à la FPP émergent significativement du bruit à large bande et leur amplitude est globalement décroissante dans les hautes fréquences (**Figure 5-35**). Lorsque les pales sont décalées, les principales raies se trouvent autour des trois premières raies FPP à 250, 500 et 750 Hz (voir **Figure 5-36**).

Les mêmes spectres sont tracés **Figure 5-37** et **Figure 5-38** pour le ventilateur à pales plates. Les mesures ont été réalisées à la même vitesse de rotation, le décalage est différent de la roue centrifuge mais il importe peu puisqu'on s'intéresse uniquement aux différences sur le spectre de raies dues à des géométries de roue distinctes.

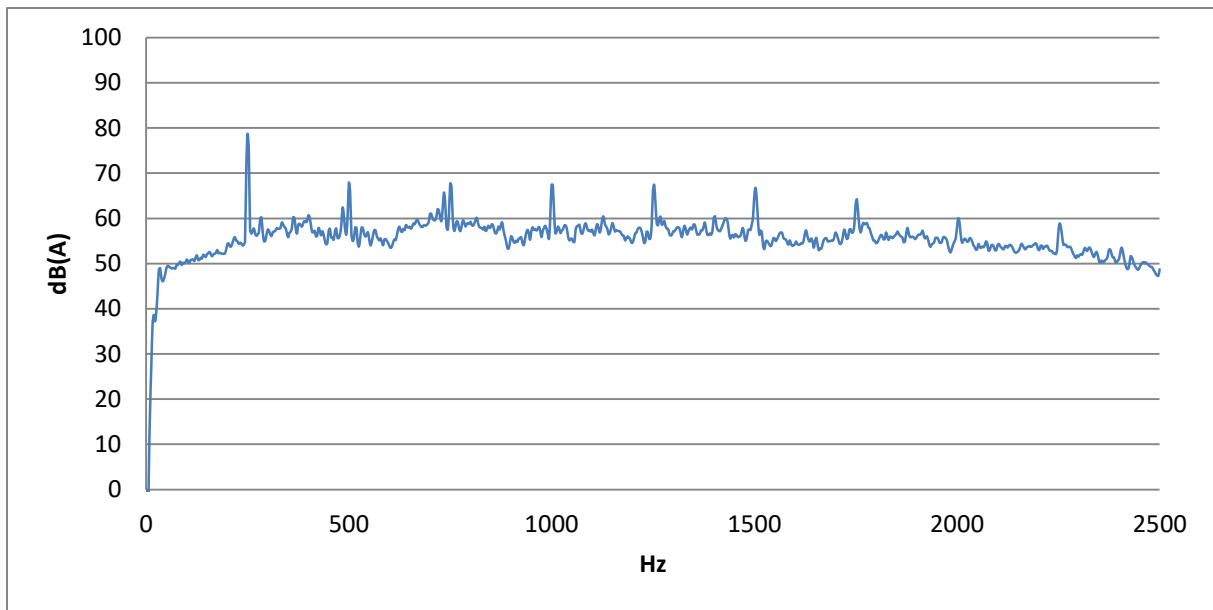


Figure 5-37 : Spectre du ventilateur à pales plates régulièrement espacées

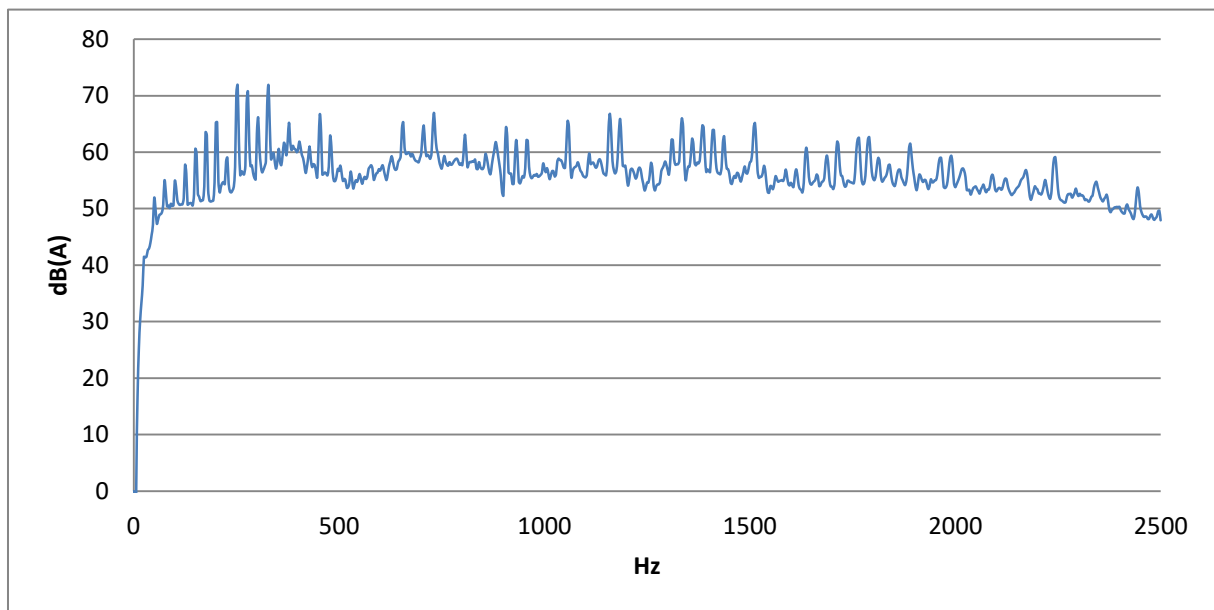


Figure 5-38 : Spectre du ventilateur à pales plates décalées

Pour la roue à pales plates du premier banc d'expérimentation, le nombre de raies harmoniques de la FPP s'élève à 7 ou 8 (**Figure 5-37**), ce qui est près du double de celles de la roue centrifuge, et la fréquence des raies dépasse 2000 Hz lorsque les pales sont décalées (**Figure 5-38**), soit une fréquence deux fois supérieure à la celle observée pour la roue centrifuge.

L'étalement sur des raies d'amplitude plus petite autour de la FPP et de ses multiples est visible sur la **Figure 5-38**. Une plus grande richesse de raies dans les hautes fréquences rend plus difficile le « déplacement » du bruit vers les basses fréquences pour le concentrer aux fréquences formant

l'accord. Pour la roue à pales plates, certaines raies en hautes fréquences ont des amplitudes proches de celles des raies autour desquelles on cherche l'émergence. C'est pourquoi les solutions proposées par l'algorithme présentent des émergences limitées. En effet, il doit rechercher des solutions qui répondent à des contraintes nombreuses, augmentant avec le nombre de raies, et fortes à cause des amplitudes proches de celles des raies composant l'accord. Tout cela limite fortement le nombre de solutions et une émergence marquée des raies.

Ainsi, une roue à pales plates donne de moins bons résultats qu'une roue produisant un spectre de raies avec peu d'harmoniques ayant des amplitudes différentes, comme le ventilateur de la PAC.

5.4. CONCLUSION ET PERSPECTIVES SUR LA SONORITE MUSICALE D'UN VENTILATEUR

Une problématique originale a été posée au début de ce chapitre sur la faisabilité de sculpter le bruit d'un ventilateur dans le but de lui donner une sonorité musicale en modifiant la position angulaire des pales. Une approche novatrice a été proposée et évaluée.

e.i.m. leblanc a été intéressé par la démarche, ce qui a abouti à un dépôt de brevet [97].

La démarche s'est déroulée en deux parties.

- La première a consisté à développer une nouvelle méthode de calcul du spectre de raies d'une roue à pales irrégulièrement espacées, car les méthodes actuelles ne sont pas suffisamment précises. Cette méthode donne de meilleurs résultats que celles existantes.
- La deuxième partie de la démarche correspond à une inversion des grandeurs entrée/sortie (puisque l'on recherche une répartition de pales pour un spectre cible donné), obtenue par un algorithme génétique qui a été adapté à la problématique. Cet outil, développé pour rechercher les décalages angulaires de pales produisant une sonorité musicale, ne se limite pas à celle-ci. En effet, il peut être employé pour rechercher des configurations répondant à un certain gabarit de spectre. L'existence des solutions est fortement limitée par les contraintes définies dans les paramètres d'entrée de l'algorithme, qu'il faut choisir judicieusement. Les décalages de pales sont généralement supérieurs pour de fortes contraintes. L'application de l'algorithme a prouvé son efficacité.

Nous avons démontré qu'il est possible de contrôler la sonorité du ventilateur avec la démarche proposée. Cependant, la musicalité n'est pas encore perçue pour les configurations de roues testées

car l'émergence des raies est trop faible. Il faudrait que ces dernières augmentent de quelques décibels supplémentaires pour que les raies dépassent de 6 dB au minimum du bruit large bande.

Différents aspects de la démarche peuvent être améliorés. L'une des hypothèses portant sur la non-influence du passage des pales précédentes n'est pas toujours vérifiée. Elle l'est lorsque la variation des écarts angulaires entre pales est faible, ou lorsque l'ordonnement des espacements se fait de façon progressive. Une étude sur la caractérisation de cette influence est un axe d'amélioration.

Les paramètres autres que le décalage des pales, tels que le profil de la pale, l'environnement immédiat des pales (volute, bec de volute, zone de refoulement, ...), la vitesse de rotation, n'ont pas été étudiés. Une investigation de ces paramètres et leur intégration dans le modèle actuel permettrait d'élargir l'espace des solutions.

L'approche présentée ici a été mise en pratique sur un ventilateur, mais son application ne se limite pas à ces systèmes. En effet, la démarche peut être appliquée plus largement à toutes turbomachines. On remarquera que dans les systèmes présentant des aubages fixes et tournants, les combinaisons de position des aubes peuvent se jouer sur ceux qui sont mobiles ou fixes, ou encore simultanément sur les deux. Cela offre plus de possibilités, et ouvre donc un champ de solutions et de perspectives très large.

CONCLUSION GENERALE

Les résultats de ce travail de thèse concernent deux domaines. Dans le domaine industriel, l'objectif d'abaisser le niveau sonore de la chaudière hybride a été atteint, puisqu'il se situe maintenant en dessous de 50 dB grâce aux modifications proposées. Cela permet d'installer ce produit dans une pièce à vivre. Dans le domaine de la recherche, l'objectif qualité sonore, plus ambitieux, a consisté à chercher les moyens de rendre le bruit résiduel plus mélodieux en travaillant sur la principale source sonore constituée du système de ventilation.

Dans un premier temps, la caractérisation acoustique et vibratoire de l'appareil a montré que la source la plus forte est constituée par le ventilateur de la pompe à chaleur, à puissance maximale. Néanmoins, la source secondaire, qui est le compresseur, reste non négligeable, en particulier à cause de son aspect impulsionnel.

Dans le produit actuel, l'isolation acoustique des sources de bruit et le découplage vibratoire du compresseur, principale source de vibrations, ne sont pas suffisants pour que le niveau sonore respecte la réglementation pour une installation dans des pièces de vie. La principale difficulté a été le peu de latitude que nous avons, puisque nous étions contraints de n'utiliser que des composants existant « sur étagère », de mêmes dimensions, et de coût comparable aux composants actuels. Toutefois, nous avons trouvé des solutions qui ont été testées, et qui ont démontré la possibilité de diminuer le niveau sonore d'environ 15 dB, permettant ainsi d'atteindre un niveau inférieur à 50 dB.

Ensuite, et pour améliorer la perception du son résiduel de ce nouveau produit, une étude qualité sonore a été menée. Un premier test d'écoute a montré que les sons de la partie pompe à chaleur de la chaudière hybride sont sensiblement moins appréciés que ceux des chaudières à condensation au gaz. Le ventilateur de la PAC, à puissance maximale, est la source la plus gênante. C'est donc sur elle que nous avons travaillé en organisant un deuxième test d'écoute. Plus précisément, c'est le bruit de raies qui a été étudié en faisant varier trois paramètres : la musicalité façonnée par les rapports de fréquences entre les raies émergentes, l'acuité modifiée par la hauteur de l'accord, et la tonalité changée par l'émergence plus ou moins grande des raies. Il en résulte que les sons les plus appréciés correspondent à un accord consonant mineur, avec une acuité et une tonalité faibles. À l'opposé, les sons présentant un accord discordant avec un fondamental élevé et une émergence des raies importante sont les plus désagréables.

La modification du spectre de raies de la chaudière hybride est donc un levier important pour améliorer la perception du bruit auprès des utilisateurs, à condition de lui conférer une sonorité musicale.

On pourrait poursuivre dans cette voie détaillant l'effet de la tonalité de l'accord (différent de la tonalité comme on l'entend en psychoacoustique). De plus, on pourrait soulever la question de la pertinence de la notion de consonance/dissonance/discordance pour tous les bruits stationnaires de notre environnement et des appareils de la vie courante.

Pour produire une sonorité musicale choisie avec un ventilateur, la solution a consisté à décaler les pales. La dernière partie du travail s'est attachée à rechercher un outil de calcul du décalage angulaire adéquat. Après avoir exploré les voies classiques de la modulation de fréquence, nous avons préféré utiliser un algorithme d'optimisation de type « génétique ». Une méthode de calcul du spectre de raies, correspondant à une répartition de pales donnée, est présentée et validée. Elle nécessite l'introduction de valeurs en entrée pour les conditions de fonctionnement recherchées. Sa précision est meilleure que les méthodes existantes.

La démarche a été appliquée sur une roue développée spécialement pour cette étude. L'algorithme a été testé sur un exemple consistant à rechercher des répartitions de pales capables de générer un accord de tierce majeur. La meilleure solution en termes d'émergence a aussi été validée expérimentalement. Les résultats sur bancs d'essais ont démontré qu'il est possible de sculpter le bruit du ventilateur pour lui donner une sonorité plus mélodieuse.

Plus généralement, cette démarche peut être utilisée pour des rotors à pales déplaçant un fluide, pour des turbomachines, et pour des machines tournantes qui entraînent des bruits de fréquences multiples de celle de la rotation, tels que des engrenages.

Cette innovation a intéressé le groupe Bosch qui a déposé une demande de brevet.

Les travaux de cette thèse rappellent aussi qu'il est possible de façonner le bruit d'un produit et d'améliorer la perception que les utilisateurs en auront, si l'on prend réellement en compte des objectifs perceptifs acoustiques dès la conception.

On se rend compte que, pour sculpter le son, la latitude laissée par la mécanique est finalement bien plus grande qu'on ne le pense.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Association QUALITEL, «Referentiel_QUALITEL_Acoustique_v1_150915.pdf,» 14 septembre 2015. [En ligne]. Available: http://www.qualite-logement.org/fileadmin/user_upload/documents/referentiels/NF_Habitat/Renovation_Logement/Referentiel_QUALITEL_Acoustique_v1_150915.pdf. [Accès le 06 septembre 2016].
- [2] C. Au, C. Gazo, M. Tréla, B. Hayne et J.-L. Tébec, «TRIZ Methodology Adapted to a Dynamic System Projected Acoustic Study,» *TRIZ Future Conference*, Lausanne, Switzerland, 2014.
- [3] Y. Flavignard, *Contribution à l'étude de la qualité sonore des moteurs automobiles*, Thèse de doctorat, ENSAM, 2006.
- [4] Tecumseh, [En ligne]. Available: <http://www.tecumseh.com/~media/Europe/Files/Guidelines-and-Recommendations/Manuals/Compressors/Notice-Compresseurs-rotatifs-FR.pdf>. [Accès le 24 avril 2016].
- [5] A. Darabont, *La lutte contre le bruit*, Paris: Eyrolles, 1979, p. 234.
- [6] J.-F. Augoyard et H. Torgue, *A l'écoute de l'environnement : Répertoire des effets sonores*, Parenthèses, 1995.
- [7] Hutchinson Paulstra, «Catalogue PAULSTRA 2015,» [En ligne]. Available: <http://www.paulstra-industry.com/catalogue/2015/fr/files/assets/basic-html/index.html#42>. [Accès le 2 octobre 2016].
- [8] J.-L. Tébec, J.-M. Senicourt et B. Hayne, «Contrats RENAULT,» 1982 à 2006.
- [9] E. Altinsoy, «Towards an European Sound Label for Household Appliances: Psychoacoustical Aspects and Challenges,» *Proc. of 4th International Workshop on Perceptual Quality of Systems*, Vienna, Austria, 2013.
- [10] S. Chang, H. Wu et C. Hung, «A Sound Quality Study of Household Electrical Appliances by Jury Test in Indoor Space,» *The Open Acoustics Journal*, vol. 6, pp. 11-19, 2013.

- [11] S. Kuwano, S. Namba, H. Fastl et J. Putner, «Continuous judgment of sound quality of electric home appliances,» *Internoise*, Melbourne, Australia, November 2014.
- [12] J. Y. Jeon, J. You et H. Y. Chang, «Sound radiation and sound quality characteristics of refrigerator noise in real living environments,» *Applied Acoustics*, vol. 68, n° 10, p. 1118–1134, 2007.
- [13] D. Bowen, «Sound Quality Studies of Front-Loading Washing Machines,» *Sound & Vibration*, pp. 8-13, December 2010.
- [14] E. Altinsoy, «Knocking Sound as Quality Sign for Household Appliances and the Evaluation of the Audio-Haptic Interaction,» *7th International Conference Haptic and Audio Interaction Design*, Lund, Sweden, 2012.
- [15] E. Altinsoy, «Washing Machine Sound Quality,» *International Congress on Sound & Vibration*, Athens, Greece, July 2016.
- [16] E. Altinsoy, «Sound Quality of Household Appliances for Life Quality - An Investigation on Tumble Dryer Sound Quality,» *The 22nd International Congress on Sound and Vibration*, Florence, Italy, 2015.
- [17] E. Altinsoy, G. Kanca et H. Belek, «A Comparative Study on the Sound Quality of Wet-And-Dry Type Vacuum Cleaners,» *International Congress on Sound and Vibration*, Copenhagen, Denmark, 1999.
- [18] G. Lauchle et T. Brungar, «Modifications of a Vacuum Cleaner for Noise Control,» *Internoise*, Nice, France, August 2000.
- [19] P. Lipar, J. Prezelj, P. Steblaj, J. Rejec et M. Cudina, «Psychoacoustic Approach Used for Developing the Model of Sound Pleasantness of Vacuum Cleaners and Suction Units Based on Objective and Subjective Analysis,» *5th Congress of Alps-Adria Acoustics Association*, Petrcane, Croatia, September 2012.
- [20] P. Susini, I. Perry, S. Vieillard, S. Winsberg, S. McAdams et X. Rodet, «Sensory evaluation of air-conditioning noise: sound design and psychoacoustic evaluation,» *International Congress on Acoustics*, Rome, Italy, 2002.

- [21] P. Susini, S. McAdams, S. Winsberg, I. Perry, S. Vieillard et X. Rodet, «Characterizing the sound quality of air-conditioning noise,» *Applied Acoustics*, vol. 65, n° 8, p. 763–790, 2004.
- [22] H. Fastl, «Psychoacoustics and Sound Quality,» *Communication Acoustics*, Berlin, Springer, 2005, pp. 139-162.
- [23] M. Carron, F. Dubois, N. Miisdaris et P. Susini, «Designing Sound Identity: Providing new communication tools for building brands "corporate sounds",» *Audio Mostly Conference*, Aalborg, Denmark, Octobre 2014.
- [24] H. Swart et A. Bekker, «The subjective evaluation of interior noise produced by electric vehicles,» *9th South African Conference on Computational and 9th Applied Mechanics*, Somerset West, January 2014.
- [25] D. Swart et A. Bekker, «Interior and Motorbay sound quality evaluation of full electric and hybrid-electric vehicles based on psychoacoustics,» *Internoise*, Hamburg, Germany, August 2016.
- [26] K. Genuit et A. Fiebig, «Sound design of electric vehicles - Challenges and risks,» *Internoise*, Melbourne, Australia, November 2014.
- [27] T. Coen, N. Jans, P. Van de Ponselee, I. Goethals, J. De Baerdemaeker et B. De Moor, «Engine Sound Comfortability: Relevant Sound Quality Parameters and Classification,» *IFAC World Congress*, Prague, 2005.
- [28] Y. S. G. Wang, Y. Gong et W. Wu, «Correlation Study on the Subjective and Sound Quality Based on Vehicle Noises,» *Applied Sciences, Engineering and Technology*, vol. 4, n° 22, pp. 4851-4855, 2012.
- [29] Y. Wang, G. Shen et Y. Xing, «A Sound Quality Model for Objective Synthesis Evaluation of Vehicle Interior Noise Based on Artificial Neural Network,» *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 45, n° 1, pp. 255-266, 2014.
- [30] D. Bowen, «Market Share Bottom Line on Appliance Sound Quality,» *Appliance Design*, pp. 26-27, August 2011.
- [31] S. Decurninge et F. Bessac, «Etude de la perception acoustique de chaudières murales gaz,»

CETIAT, 2008.

- [32] N. Otto, S. Amman, C. Eaton et S. Lake, «Guidelines for Jury Evaluations of Automotive Sounds,» *Sound and Vibration*, April 2001.
- [33] J. Kunio, «Using Sound Quality To Improve Your Product,» *International Appliance Technical Conference & Exhibition*, Rosemont, USA, 2006.
- [34] E. Zwicker et H. Fastl, *Psychoacoustics: Facts and Models*, Springer, 1999.
- [35] P. Avan, *Perception de l'intensité, de la hauteur et du timbre des sons*, Techniques de l'ingénieur, 1998.
- [36] H. Traunmüller, «Analytical expressions for the tonotopic sensory scale,» *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 88, n° 1, pp. 97-100, 1990.
- [37] E. Zwicker et E. Terhardt, «Analytical expressions for critical-band rate and critical bandwidth as a function of frequency,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 68, pp. 1523-1525, 1980.
- [38] ISO 532, *Acoustique -- Méthode de calcul du niveau d'isophonie*, 1975.
- [39] E. Parizet, *Perception acoustique et qualité sonore*, Techniques de l'ingénieur, 2006.
- [40] E. Parizet, N. Hamzaoui et J. Jaquemoud, «Noise assessment in highspeed train,» *Applied acoustics*, vol. 63, n° 10, pp. 1109-1124, 2002.
- [41] Aures, «Berechnungsverfahren für densensorischen Wohlklang beliebiger Schallsignale,» *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 59, n° 2, pp. 130-141, 1985.
- [42] R. Sottek, «Gehörgerechte Rauigkeitsberechnung,» *DAGA '94*, Dresden, 1994.
- [43] R. Sottek, P. Vranken et H.-J. Kaiser, «Anwendung der gehörgerechten Rauigkeitsberechnung,» *DAGA '94*, Dresden, 1994.
- [44] ECMA, *Standard ECMA-74 Measurement of Airborne Noise emitted by Information Technology and Telecommunications Equipment*, 2015.
- [45] ANSI, *Standard ANSI S1.13 Measurement of Sound Pressure Levels in Air*, 2005.

- [46] H. Van der Auweraer et P. Van de Ponsele, «Sound quality evaluation and measurement criteria,» *Les nouveaux outils de la qualité acoustique : comment façonner l'image sonore de vos produits*, Senlis, CETIM, 1996.
- [47] Bonnet, Manuel pratique de psychophysique, Armand Colin, 1986.
- [48] AFNOR, Analyse sensorielle, AFNOR, 2007.
- [49] Bodden, Heinrichs et Linow, «Sound quality evaluation of interior vehicle noise using an efficient psychoacousti method,» *Euronoise 98*, Munich, 1998.
- [50] R. Maunder, «An interactive subjective assessment method for recorded sound,» *European conference on vehicle noise and vibration*, London, UK, 1998.
- [51] E. Parizet, N. Hamzaoui et G. Sabatié, «Comparison of some listening test methods : a case study,» *Acta Acustica united with Acustica* , vol. 91, n° 2, pp. 356-364, 2005.
- [52] M. Barthod, *Contribution à l'étude du bruit dit de "grailonnement" dans les boîtes de vitesses automobiles*, thèse de doctorat, ENSAM, 2004.
- [53] B. Hayne et J.-L. Tébec, «Contrats EUROVIA - Qualité sonore des environnements routiers,» 2010 à 2013.
- [54] J. You et J. Jeon, «Just Noticeable Difference of Sound Quality Metrics of Refrigerator Noise,» *19th International Congress on Acoustics*, Madrid, Spain, 2007.
- [55] R. Meregé, «Projet de Fin d'Etude des Arts et Métiers ParisTech - Qualité sonore des revêtements routiers (véhicules électriques),» 2013.
- [56] F. Pedrielli, E. Carletti et C. Casazza, «Just Noticeable Differences of Loudness and Sharpness for Earth Moving Machines,» *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 123, n° 5, p. 3164, 2008.
- [57] M. Klemenz, «Sound Synthesis of Starting Electric Railbound Vehicles and the Influence of Consonance on Sound Quality,» *Acustica*, vol. 91, n° 4, pp. 779-788, July/August 2005.
- [58] J. Tenney, *A History of "Consonance" and "Dissonance"*, New York: Excelsior Music Publishing Company, 1988.

- [59] J. McDermott et A. Oxenham, «Music perception, pitch, and the auditory system,» *Current Opinion in Neurobiology*, vol. 18, n° 4, pp. 452-463, 2008.
- [60] R. Parncutt et G. Hair, «Consonance and dissonance in music theory and psychology: Disentangling dissonant dichotomies,» *Journal of interdisciplinary music studies*, vol. 5, n° 2, pp. 119-166, 2011.
- [61] D. Bowling et D. Purves, «A biological rationale for musical consonance,» *PNAS*, vol. 112, n° 36, pp. 11155-11160, 8 September 2015.
- [62] R. Plomp et W. J. M. Levelt, «Tonal Consonance and Critical Bandwidth,» *The Journal of Acoustic Society of America*, vol. 38, n° 4, pp. 548-560, October 1965.
- [63] A. Kameoka et M. Kuriyagawa, «Consonance Theory Part II: Consonance of Complex Tones and Its Calculation Method,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 45, n° 6, p. 1460–1469, 1969.
- [64] E. Terhardt, «Pitch, consonance, and harmony,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 55, n° 5, pp. 1061-1069, May 1974.
- [65] L. Dewitt et R. Crowder, «Tonal fusion of consonant musical intervals: The oomph in Stumpf,» *Perception & Psychophysics*, vol. 41, n° 1, p. 73–84, January 1987.
- [66] D. Huron, «Tonal Consonance versus Tonal Fusion in Polyphonic Sonorities,» *Music Perception*, vol. 9, n° 2, pp. 135-154, 1991.
- [67] P. Cariani, «A Temporel Model For Pitch Multiplicity and Tonal Consonance,» *International Conference on Music Perception & Cognition*, Evanstone, USA, 2004.
- [68] G. Bidelman et A. Krishnan, «Neural Correlates of Consonance, Dissonance, and the Hierarchy of Musical Pitch in the Human Brainstem,» *The Journal of Neuroscience*, vol. 29 , n° 42, pp. 13165-13171, 21 October 2009.
- [69] Y. Fishman, I. Volkov, M. Noh, P. Garell, H. Bakken, J. Arezzo, M. Howard et M. Steinschneider, «Consonance and Dissonance of Musical Chords: Neural Correlates in Auditory Cortex of Monkeys and Humans,» *Journal of Neurophysiology*, vol. 86, pp. 2761-2788, December 2001.

- [70] M. Tramo, P. Cariani, P. Delgutte et L. Braidà, «Neurobiological Foundations for the Theory of Harmony in Western Tonal Music,» *The Biological Foundations of Music*, vol. 930, p. 92–116, June 2001.
- [71] I. Lots et L. Stone, «Perception of musical consonance and dissonance: an outcome of neural synchronization,» *The Journal of the Royal Society*, vol. 5, n° 29, pp. 1429-1434, 2008.
- [72] M. Cousineau, J. McDermott et I. Peretz, «The basis of musical consonance as revealed by congenital amusia,» *PNAS*, vol. 109, n° 48, pp. 19858-19863, 27 November 2012.
- [73] D. R. P. Schön, S. Ystad et M. Besson, «Sensory Consonance: an ERP Study,» *Music Perception: An Interdisciplinary Journal*, vol. 23, n° 2, pp. 105-117, December 2005.
- [74] O. Bones, K. Hopkins, A. Krishnan et C. Placka, «Phase locked neural activity in the human brainstem predicts preference for musical consonance,» *Neuropsychologia*, vol. 58, p. 23–32, May 2014.
- [75] W. Dobrzynski, «A Propeller Noise Reduction by Means of Unsymmetrical Blade-Spacing,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 163, n° 1, pp. 123-136, 1993.
- [76] S. Léwy, «Theoretical study of the acoustic benefit of an open rotor with uneven blade spacings,» *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 92, n° 1, pp. 2181-2185, 1992.
- [77] K. D. Kryter et K. S. Pearsons, «Judged Noisiness of a Band of Random Noise Containing an Audible Pure Tone,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 38, pp. 106-112, 1965.
- [78] R. Mellin et G. Sovran, «Controlling the Tonal Characteristics of the Aerodynamic Noise Generated by Fan Rotors,» *Journal of Basic Engineering*, vol. 92, n° 1, pp. 143-154, March 1970.
- [79] A. Cattanei, R. Ghion et A. Bongiovi, «Reduction of tonal noise annoyance of axial flow fans by means of optimal blade spacing,» *Applied Acoustics*, vol. 68, pp. 1323-1345, 2007.
- [80] Y. Fiagbedzi, «Reduction of Blade Passage Tone by Angle Modulation,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 82, n° 1, pp. 119-129, 8 May 1982.
- [81] D. Ewald, A. Pavlovic et J. Bollinger, «Noise Reduction by Applying Modulation Principles,»

The Journal of the Acoustical Society of America, vol. 49, n° 5A, pp. 1381-1385, May 1971.

- [82] L. Schwitzer, «Engine Cooling,» *Society of Automobile Engineers Technical Paper*, vol. 31, n° 3, pp. 378-383, September 1932.
- [83] W. A. Geise. US Brevet US1983606 A, 11 December 1934.
- [84] Y. J. Moon, Y. Cho et H.-S. Nam, «Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans,» *Computers & Fluids*, vol. 32, n° 7, pp. 995-1015, 2003.
- [85] S. Khelladi, *Contribution à la modélisation aéroacoustique des ventilateurs centrifuges à grande vitesse*, Thèse de doctorat, ENSAM, 2005.
- [86] C. Harris, «Absorption of Sound in Air versus Humidity and Temperature,» *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 40, n° 1, pp. 148-159, 1966.
- [87] ISO 9613-1, *Acoustique — Atténuation du son lors de sa propagation à l'air libre — Partie 1: Calcul de l'absorption atmosphérique*, 1993.
- [88] B. Scharf, «Fundamental of Auditory Masking,» *Audiology*, vol. 10, n° 1, pp. 30-40, 1971.
- [89] B. Moore, «Frequency Analysis and Masking,» *Hearing*, Academic Press, 1995, pp. 161-205.
- [90] P. E. Duncan et B. Dawson, «Reduction of Interaction Tones from Axial Flow Fans by Suitable Design of Rotor Configuration,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 33, n° 2, pp. 143-154, 1974.
- [91] S. Akaike, M. Kitada, K. Kikuyama et K. Kuwayama, «Rotational Noise Analysis and Prediction for an Axial Fan With Unequal Blade Pitches,» *International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*, The Hague, 1994.
- [92] S. Akaike, K. Kikuyama, M. Kitada et K. Kuwayama, «Study of Rotational Noise Reduction of Axial Flow Fan,» *The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal*, vol. 39, n° 3, pp. 590-596, 1996.
- [93] M. Boltezar, M. Mesaric et A. Kuheli, «The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated From Radial Fans,» *Journal of Sound and Vibration*, vol. 216, n° 4, p. 697–711, 1998.

- [94] M. Abid, H. Trabelsi, M. Taktak, J. Antoni, J. Ville, T. Fakhfakh et M. Haddar, «Tonal Prediction of a faulty axial fan,» *Applied Acoustics*, vol. 73 , pp. 1022-1028, 2012.
- [95] Y. Cho et Y. Moon, «Discrete Noise Prediction of Variable Pitch Cross by Unsteady Navier-Stokes Computations,» *Journal of Fluid Engineering*, vol. 125, pp. 543-550, May 2003.
- [96] J. Ffowcs Williams et D. Hawkings, «Sound generation by turbulence and surfaces,» *Philosophical Transactions for the Royal Society of London*, vol. A264, p. 321–342, 1969.
- [97] C. Au, J.-L. Tébec, B. Hayne et M. Trela, *Procédé pour améliorer la qualité sonore d'une machine soufflante*, France: n°16 51 152. Demande de certificat d'utilité puis demande de brevet avec priorité en février 2017, Février 2016.
- [98] Aures, «Berechnungsverfahren für densensorischen Wohlklang beliebiger Schallsignale,» *Acustica*, n° 59, pp. 130-141, 1985.
- [99] H. Van der Auxeraer et P. Van de Ponsele, «Sound quality and measurement criteria,» LMS International, Leuven.
- [100] M. Booden et T. Belschner, «Comprehensive Automotive Active Sound Design part 1: electric and combustion vehicles,» *Internoise*, Melbourne, Australia, November 2014.
- [101] J.-C. Chamard et V. Roussarie, «Design of Electric or Hybrid vehicle alert sound system for Pedestrian,» *Acoustics 2012 Nantes Conference, 11ème Congrès Français d'Acoustique, 2012 IOA annual meeting*, Nantes, France, April 2012.
- [102] T. Coen, N. Jans, P. Van de Ponsele, I. Goethals, J. De Baerdemaeker et B. De Moor, «Modelling the relationship between human perception and sound quality parameters using LS-SVMs,» *International Conference on Modal Analysis Noise and Vibration Engineering*, Leuven, 2004.
- [103] K. Genuit, «The Future of Sound Quality of the Interior Noise of Vehicles,» *InterNoise*, Nice, 2000.
- [104] K. Genuit, «The sound quality of vehicle interior noise: a challenge for the NVH-engineers,» *Int. J. Vehicle Noise and Vibration*, vol. 1, n° 1/2, pp. 158-168, 2004.
- [105] K. Genuit et M. Burkhard, «Subjective Measurement of Noise and Vibration Using Objectives

- Techniques,» *Sound & Vibration*, pp. 28-34, May 1995.
- [106] G. Goetchius, C. Ketelhut, B. Smallwood et C. Eaton, «Subjective Evaluation of NVH CAE Model Predictions Using an Operator-in-the-Loop Driving Simulator» *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, 2001.
- [107] A. Guédel, *Acoustique des ventilateurs - Génération du bruit et moyens de réduction*, PYC Livres, 1999.
- [108] D. Havelook, K. Sonoko et M. Vorländer, *Handbook of Signal Processing in Acoustics, Volume 1*, New York: Springer Science + Business Media, 2008.
- [109] M. Klemenz, «Sound-generating Parameter of Starting Electric Railbound Vehicles and their Influence on Sound Quality,» Srasbourg, France, March 2004.
- [110] D. Lennström, A. Ågren et A. Nykänen, «Sound Quality Evaluation of Electric Cars – Preferences and Influence of the Test Environment,» *Aachen Acoustic Colloquium*, Aachen, Germany, November 2011.
- [111] N. Miisdaris et A. Cera, «Sound signature of quiet vehicles: state of the art and experience feedbacks,» *Internoise*, Innsbruck, Austria, September 2013.
- [112] A. Minard, *Perception et confort acoustiques des systèmes de traitement d'air*, Thèse de doctorat, Université de la Rochelle, Université de Liège, 2013.
- [113] E. Parizet, I. Perry, S. Vieillard, S. Winsberg, S. McAdams et X. Rodet, «Sensory Evaluation of Air-Conditioning Noise: Sound Design and Psychoacoustic Evaluation,» *International Congress on Acoustics*, Rome, 2001.
- [114] S. Singh, S. Payne et P. Jennings, «Detection and emotional evaluation of an electric vehicle's exterior sound in a simulated environment,» *Internoise*, Innsbruck, Austria, November 2013.
- [115] C. Suied, P. Susini, S. Langlois, B. Smith et S. McAdams, «Toward a Sound Design Methodology: Application to Electronic Automotive Sounds,» *International Conference on Auditory Display*, Limerick, Ireland, June 2005.
- [116] C. Xiao, Y. Wang, L. Shi et H. Guo, «Sound Quality Prediction of Vehicle Noise during Acceleration Using Least Square Support Vector Machine,» *Applied Sciences*, vol. 13, n° 12,

pp. 2288-2293, 2013.

- [117] G. Cerrato, «Automotive Sound Quality – Powertrain, Road and Wind Noise,» *Sound & Vibration*, pp. 16-24, April 2009.
- [118] G. von Bismarck, «Sharpness as an attribute of the timbre steady sounds,» *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 30, n° 3, pp. 159-172, 1974.

LISTE DES FIGURES

Figure 1-1 : Composition de la chaudière hybride.....	16
Figure 1-2 : Principe de fonctionnement de la chaudière hybride.....	17
Figure 1-3 : Etapes de la démarche APSYD	20
Figure 1-4 : Cycle de résolution de problème – Parallèle entre APSYD et TRIZ	23
Figure 1-5 : Graphique simplifié des sources et des interactions entre les composants de la pompe à chaleur de la chaudière hybride	24
Figure 2-1 : Schéma de principe du compresseur, extrait de [4].....	34
Figure 2-2 : Spectre mettant en évidence les harmoniques du compresseur – BP (Bande Passante) 0-1000 Hz.....	35
Figure 2-3 : Spectre mettant en évidence la raie à 100Hz – BP 0-500 Hz	36
Figure 2-4 : Spectre de vibration pour une excitation par choc du tube reliant le condensateur et le compresseur	37
Figure 2-5 : Spectre sans et avec conduits d'entrée-sortie d'air – BP 0-1000 Hz	38
Figure 2-6 : Spectre mettant en évidence les harmoniques du ventilateur – BP 0-1000 Hz	39
Figure 2-7 : Spectre sans et avec habillage – BP 0-10000 Hz.....	41
Figure 2-8 : Spectre sans et avec habillage – BP 0-1000 Hz.....	41
Figure 2-9 : Accéléromètre et son embase placés sur l'un des deux tubes hydrauliques reliant la pompe à chaleur à la chaudière	43
Figure 2-10 : Schéma du parcours des tubes hydrauliques du circuit de chauffage à l'intérieur de la chaudière hybride – Position de l'accéléromètre	44
Figure 2-11 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe X – BP 0-10000 Hz.....	45
Figure 2-12 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe X – BP 0-1000 Hz.....	46
Figure 2-13 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe Y – BP 0-10000 Hz.....	46
Figure 2-14 : Spectre du niveau vibratoire du tube hydraulique (côté chaudière) avant et après le flexible – Axe Z – BP 0-10000 Hz.....	47
Figure 2-15 : Spectre de vibrations avec et sans flexible hydraulique – BP 0-10000 Hz	48
Figure 2-16 : Essai d'évaluation de l'efficacité des silentblochs équerre/habillage	50

Figure 2-17 : Niveau vibratoire avant et après les silentblocs entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe X – BP 0- 1000 Hz.....	50
Figure 2-18 : Niveau vibratoire avant et après les silentblocs entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe Y – BP 0-1000 Hz.....	51
Figure 2-19 : Mesure du niveau vibratoire avant et après les plots entre l'équerre soutenant la PAC et le châssis – Axe Z – BP 0-1000 Hz	51
Figure 2-20 : Spectres des versions 1.0 et 1.5 – BP 0-10000 Hz	53
Figure 2-21 : Comparaison des spectres des versions 1.0 et 1.5 – BP 0-1000 Hz.....	54
Figure 2-22 : Comparaison des spectres des versions 1.0 et de 1.5 – Bande passante de 0-500 Hz.....	55
Figure 2-23 : Spectre mettant en évidence la fondamentale et les harmoniques de la FPP du ventilateur – BF 0-1000 Hz	56
Figure 2-24 : Comparaison des spectres de la version 1.5 pour la pompe à chaleur en marche et le ventilateur seul – BP 0-1000 Hz.....	57
Figure 2-25 : Spectre de la version 1.5 pour le ventilateur seul – BP 0-1000 Hz	58
Figure 2-26 : Spectre de la version 1.5 mettant en évidence le fondamental et les harmoniques de la fréquence de rotation du compresseur – BP 0-1000 Hz	59
Figure 2-27 : Spectre de la version 1.5 mettant en évidence le fondamental et les harmoniques du phénomène de magnétostriction – BP 0-1000 Hz	59
Figure 2-28 : Identification des sources les plus importantes de la chaudière hybride version 1.5	60
Figure 2-29 : Spectre de bruit de la PAC sans et avec habillage en acier – BP 0-1000 Hz.....	61
Figure 3-1 : Essai sur les compresseurs verticaux au R134a	69
Figure 3-2 : Conditions d'essai sur le compresseur horizontal au R134a	70
Figure 3-3 : Spectre des compresseurs au R134a sur 0-10000 Hz.....	71
Figure 3-4 : Spectre de bruit des compresseurs au R134a sur 0-5000 Hz	72
Figure 3-5 : Spectre de bruit du compresseur RGA4476Y.....	73
Figure 3-6 : Spectre de bruit du compresseur RK5480Y	73
Figure 3-7 : Spectre de bruit du compresseur HGA4476Y	74
Figure 3-8 : Spectre des vibrations des compresseurs au R134a	75
Figure 3-9 : Banc d'essai sur les mélanges de CO ₂ avec d'autres fluides au CNAM	76
Figure 3-10 : Compresseur au CO ₂ Sanden – Position des capteurs.....	77
Figure 3-11 : Comparaison des spectres de bruit du compresseur au CO ₂	78
Figure 3-12 : Spectre de vibrations du compresseur au CO ₂ – à puissance min, intermédiaire et max – axe vertical (axe du corps du compresseur)	79
Figure 3-13 : Spectre de vibrations sur le compresseur au CO ₂ – à puissance min, intermédiaire et max – axe radial	79

Figure 3-14 : Mesure d'isolement de différents habillages	81
Figure 3-15 : Spectre mesuré dans la salle d'expérimentation et dans la chambre semi-anéchoïque – BP 0-10000 Hz	82
Figure 3-16 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm – BP 0-10000 Hz	84
Figure 3-17 : Spectre sans et avec un habillage ép. 0,8 mm – BP 0-1000 Hz	85
Figure 3-18 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-10000 Hz	86
Figure 3-19 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-1000 Hz	86
Figure 3-20 : Spectre sans, avec habillage simple ép. 0,8 mm et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-10000 Hz	87
Figure 3-21 : Spectre sans, avec habillage simple ép. 0,8 mm et avec habillage double ép. 0,8/1 mm – BP 0-1000 Hz	88
Figure 3-22 : Spectre avec habillage ép. 0,8 mm non-amorti, avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-10000 Hz.....	89
Figure 3-23 : Spectre avec habillage ép. 0,8 mm non-amorti, avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-1000 Hz.....	89
Figure 3-24 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-10000 Hz	90
Figure 3-25 : Spectre sans et avec habillage ép. 0,8 mm amorti – BP 0-1000 Hz	91
Figure 3-26 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti – BP 0-10000 Hz	92
Figure 3-27 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti – BP 0-1000 Hz	92
Figure 3-28 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-10000 Hz.....	93
Figure 3-29 : Spectre sans et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-1000 Hz.....	94
Figure 3-30 : Spectre sans, avec habillage ép. 0,8 mm amorti, et avec habillage double ép. 0,8/1 mm amorti – BP 0-10000 Hz.....	95
Figure 3-31 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti recouvert de mousse 50 mm – BP 0-10000 Hz.....	96
Figure 3-32 : Spectre sans et avec habillage ép. 1 mm amorti recouvert de mousse 50 mm – BP 0-1000 Hz.....	96
Figure 3-33 : Spectre avec habillage amorti recouvert de mousse 5cm, avec un habillage 1mm amorti sans mousse – BP 0-10000 Hz	97
Figure 3-34 : Spectre avec habillage amorti recouvert de mousse 5cm, avec un habillage 1mm amorti sans mousse – BP 0-1000 Hz	98
Figure 3-35 : Essai raideur et amortissement des flexibles	101
Figure 3-36 : Accélération temporelle – Flexible de diamètre 3/8'' pour un rayon de courbure de 0°101	
Figure 3-37 : Coefficient de transmission λ en fonction du rapport fréquence d'excitation et fréquence propre du découplage pour diverses valeurs de taux d'amortissement ϵ_0 [6]	103

Figure 3-38 : Banc d'essai - Étude de la distance évaporateur/ventilateur sur le niveau de pression sonore	105
Figure 3-39 : Niveau de pression acoustique en fonction de la distance évaporateur/ventilateur pour deux débits d'air	106
Figure 3-40 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC V1.0.....	107
Figure 3-41 : CAO de la partie aéraulique de la PAC V1.0.....	107
Figure 3-42 : CAO de la partie aéraulique de la PAC V1.5.....	108
Figure 3-43 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC V1.5.....	108
Figure 3-44 : CAO de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°1.....	110
Figure 3-45 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°1.....	110
Figure 3-46 : CAO de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°2.....	111
Figure 3-47 : Champ de vitesse de la partie aéraulique de la PAC modifiée n°2.....	111
Figure 4-1 : Organigramme d'une démarche qualité sonore	118
Figure 4-2 : Hauteur subjective sonore	120
Figure 4-3 : Pondérations $g(z)$ selon Von Bismark et Aurès	121
Figure 4-4 : Pression acoustique en fonction des phases de fonctionnement depuis le démarrage jusqu'à l'arrêt de la partie PAC de la chaudière hybride pour la configuration V3 à V_{min}	129
Figure 4-5 : Page internet du test d'écoute sur la perception des bruits de chaudières hybrides comparée à celle des sons de chaudières au gaz	132
Figure 4-6 : Niveaux de pression sonore en fonction des configurations.....	134
Figure 4-7 : Sonie globale en fonction des configurations	135
Figure 4-8 : Acuité en fonction des configurations.....	136
Figure 4-9 : Rugosité en fonction des configurations.....	137
Figure 4-10 : Rugosité calculée avec l'algorithme d'ArtemiS (HEAD Acoustics) (Rouge) et avec la norme ISO 532 (Bleu) en fonction de la sonie.....	137
Figure 4-11 : Force de fluctuation en fonction des configurations.....	138
Figure 4-12 : Tonalité en fonction des configurations.....	139
Figure 4-13 : Pourcentage de sujets en fonction de l'écart de notation de l'échantillon test.....	141
Figure 4-14 : Ecart de notation de l'échantillon test en fonction du nombre de clics	141
Figure 4-15 : Proportion des sujets ayant un écart de notation de l'échantillon test de 0, 1, 2 points ou plus en fonction du nombre de clics	142
Figure 4-16 : Répartition de sujets en fonction du moyen d'écoute.....	143
Figure 4-17 : Notes moyennes en fonction des configurations	144
Figure 4-18 : Notes moyennes classées par ordre croissant	145
Figure 4-19 : Moyenne des notes selon le régime de fonctionnement	146

Figure 4-20 : Pression sonore en fonction des notes moyennes.....	147
Figure 4-21 : Sonie en fonction des notes moyennes	148
Figure 4-22 : Sonie en fonction des notes moyennes (mode de calcul « HEAD »).....	149
Figure 4-23 : Notes et sonies moyennes des groupes de sons	149
Figure 4-24 : Sonie en fonction des notes moyennes (V5/Vmin).....	150
Figure 4-25 : Sonie en fonction des notes moyennes (Vmax).....	151
Figure 4-26 : Acuité en fonction des notes moyennes.....	152
Figure 4-27 : Rugosité en fonction des notes moyennes	153
Figure 4-28 : Rugosité en fonction des notes moyennes – Identification des groupes de sons	154
Figure 4-29 : Force de fluctuation en fonction des notes moyennes.....	155
Figure 4-30 : Tonalité en fonction des notes moyennes.....	156
Figure 4-31 : Tonalité en fonction des notes moyennes (Vmax)	156
Figure 4-32 : Conditions de passage du test d'écoute dans la salle semi-anéchoïque.....	164
Figure 4-33 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 1 à 6	167
Figure 4-34 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 7 à 12	167
Figure 4-35 : Variance en fonction du nombre de sujets pour les sons 13 à 18.....	167
Figure 4-36 : Dimensions issues de l'ACP	169
Figure 4-37 : Graphique des variables et des individus selon les dimensions 1 et 2	170
Figure 4-38 : Graphique des variables et des individus selon les dimensions 1 et 3	170
Figure 4-39 : Dimensions issues de l'AFC.....	171
Figure 4-40 : Graphique des variables - Dimensions 1 et 2	172
Figure 4-41 : Graphique des variables - Dimensions 1 et 3	172
Figure 4-42 : Régression linéaire des notes moyennes en fonction de la fréquence (a), de l'émergence (b) et du type d'accord (c).....	174
Figure 4-43 : Régression linéaire des notes moyennes en fonction de l'émergence (a) et du type d'accord (b) sans les sons les plus aigus	175
Figure 4-44 : Régression linéaire entre les notes moyennes et la fréquence (a), l'émergence (b) et le type d'accord (b) selon la connaissance en musique.....	175
Figure 4-45 : Histogramme de la moyenne et de la variance pour chaque son du test portant sur la musicalité	176
Figure 4-46 : Graphique des effets du facteur « raie fondamentale » sur la moyenne	177
Figure 4-47 : Graphique des effets du facteur « émergence des raies » sur la moyenne	178
Figure 4-48 : Graphique des effets du facteur « type d'accord » sur la moyenne	179
Figure 4-49 : Graphique des effets du facteur « raie fondamentale » sur l'écart-type.....	180
Figure 4-50 : Graphique des effets du facteur « émergence des raies » sur l'écart-type.....	181

Figure 4-51 : Graphique des effets du facteur « type d'accord » sur l'écart-type.....	182
Figure 5-1 : Schéma récapitulatif de la démarche	190
Figure 5-2 : Signal temporel du trigger et de la pression acoustique instantanée sur deux tours d'une roue à 9 pales décalées (A1) décrite dans le paragraphe 5.3.6.2.....	193
Figure 5-3 : Signal temporel de la pression acoustique moyennée sur 50 signaux sur deux tours d'une roue à 9 pales décalées (A1) décrite dans le paragraphe 5.3.6.2.....	193
Figure 5-4 : Roue à pales plates	197
Figure 5-5 : Roue à pales courbées et obstacle réglable	198
Figure 5-6 : Chaîne d'acquisition des mesures acoustiques	198
Figure 5-7 : Position de mesure de la pression acoustique au passage d'une pale	199
Figure 5-8 : Spectre fréquentiel en bandes fines d'une roue à 8 pales régulièrement espacées à une vitesse de 1500 tr/min.....	201
Figure 5-9 : Amplitude (en dB) des raies en fonction du rang de l'harmonique de la rotation pour des roues ayant un nombre différent de pales régulièrement espacées	201
Figure 5-10 : Spectre en bandes fines de la roue à 8 pales décalées (Tableau 5-1), à une vitesse de 1500 tr/min.....	202
Figure 5-11 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode proposée et mesuré.....	203
Figure 5-12 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode d'Ewald et mesuré.....	204
Figure 5-13 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue à 8 pales décalées : calculé par la méthode de Mellin et mesuré.....	205
Figure 5-14 : Démarche générale de la recherche de solutions au problème multi-objectifs.....	208
Figure 5-15 : Définition des contraintes absolues	215
Figure 5-16 : Définition des contraintes locales	215
Figure 5-17 : Définition des contraintes globales.....	216
Figure 5-18 : Organigramme de l'algorithme génétique	218
Figure 5-19 : Position des 9 pales de la roue A pour un accord de tierce majeure	221
Figure 5-20 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A à 9 pales pour un accord de tierce majeure.....	221
Figure 5-21 : Position des 8 pales de la roue B pour un accord de tierce majeure.....	222
Figure 5-22 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue B à 8 pales pour un accord de tierce majeure.....	223
Figure 5-23 : Position des 10 pales de la roue C pour un accord parfait majeur	224

Figure 5-24 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue C à 10 pales pour un accord parfait majeur.....	225
Figure 5-25 : Position des 10 pales de la roue D pour un accord parfait majeur	226
Figure 5-26 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue D à 10 pales pour un accord parfait majeur	226
Figure 5-27 : Position des 8 pales de la roue E pour un accord parfait majeur.....	227
Figure 5-28 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue E à 8 pales pour un accord parfait majeur.....	228
Figure 5-29 : Position des 9 pales de la roue A1.....	229
Figure 5-30 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A1 : calculé et mesuré	229
Figure 5-31 : Position des 9 pales de la roue A2.....	230
Figure 5-32 : Spectre de raies selon le rang de l'harmonique de la rotation de la roue A2 : calculé et mesuré	230
Figure 5-33 : Exemple d'une roue de ventilateur centrifuge à réaction testée	232
Figure 5-34 : Banc d'expérimentation conçu pour l'étude de ventilateurs centrifuges à réaction	232
Figure 5-35 : Spectre du ventilateur centrifuge à réaction à pales régulièrement espacées	233
Figure 5-36 : Spectre du ventilateur centrifuge à réaction à pales décalées	234
Figure 5-37 : Spectre du ventilateur à pales plates régulièrement espacées.....	235
Figure 5-38 : Spectre du ventilateur à pales plates décalées	235

LISTE DES TABLES

Tableau 1-1 : Modes de fonctionnement de la chaudière hybride (circuit chauffage)	18
Tableau 1-2 : Niveau de puissance acoustique L_w maximal respectant les exigences de la réglementation ou de la certification Qualitel des chaudières individuelles au gaz en fonction du lieu d'installation [1]	19
Tableau 2-1 : Chaîne de mesure des vibrations	32
Tableau 2-2 : Réduction du niveau de vibrations par axe grâce au flexible hydraulique	47
Tableau 2-3 : Réduction effective du niveau de vibrations par axe grâce au flexible hydraulique	49
Tableau 2-4 : Réduction du niveau de vibrations par axe grâce aux plots	52
Tableau 3-1 : Descriptif des compresseurs au R134a étudiés	67
Tableau 3-2 : Descriptif du compresseur au CO ₂ (R744)	68
Tableau 3-3 : Plan des essais – Evaluation de la perte par transmission	83
Tableau 3-4 : Perte par transmission de l’habillage en dB en fonction de ses caractéristiques	99
Tableau 3-5 : Raideur des flexibles 3/8” et 1/2”	102
Tableau 3-6 : Caractéristiques du découplage du compresseur à l’aide de lyres ou de flexibles	103
Tableau 4-1 : Synthèse des configurations enregistrée	127
Tableau 4-2 : Choix des échantillons du test sur les sons de chaudières hybrides et au gaz	131
Tableau 4-3 : Hypothèses de calcul fixées pour l’estimation de la durée du test	131
Tableau 4-4 : Analyse de la variance en fonction des moyens d’écoute	143
Tableau 4-5 : Intervalles musicaux et rapports de fréquences associés	160
Tableau 4-6 : Caractéristiques des sons du test portant sur la musicalité	163
Tableau 4-7 : Répartition de la population en fonction du sexe, de l’âge et de leur connaissance de la musique	165
Tableau 4-8 : Moyennes des échantillons de sons en fonction de la connaissance des sujets en musique et de leur sexe	166
Tableau 4-9 : Analyse de la variance sur les notes moyennées	179
Tableau 4-10 : Analyse de la variance sur l’écart-type	182
Tableau 5-1 : Répartition angulaire en degrés des 8 pales de la roue	200

ANNEXES

Annexe 1 - Code de l'algorithme génétique

Le code est constitué de 4 modules. Le module « algorithme » effectue les étapes de l'algorithme génétique, excepté celle qui réalise les calculs de spectre de raies pour une répartition de pales donnée. Il fait appel aux trois autres modules. Le module « init » récupère les données d'entrée et les adapte aux conditions imposées. Le module « calcul » calcule le spectre de raies des configurations de roues générées dans le module « algorithme ». Le module « Exploitation » classe les configurations retenues à la fin de l'algorithme en fonction de 3 critères : le maximum de régularité de la répartition des pales, le minimum de niveau de pression acoustique et le maximum d'émergence des raies.

Module « algorithme »

```
Public Sub algorithme()  
  
    Randomize  
  
    Dim i As Integer  
    Dim j As Integer  
    Dim k As Integer  
    Dim r As Double  
    Dim s As Double  
    Dim p As Integer  
  
    'DEBUT DE L'INITIALISATION  
  
    Call init 'on adapte les amplitudes de références en fct des espacement  
    angulaire en fct de la vitesse de rotation voulue  
  
    For i = 1 To 34 'on lit et stock en mémoires les valeurs des  
    références de dB en dBA  
        dBA(i, 1) = Worksheets("références").Range("A" & i + 1)  
        dBA(i, 2) = Worksheets("références").Range("B" & i + 1)  
        dBA(i, 3) = Worksheets("références").Range("C" & i + 1)  
        dBA(i, 4) = Worksheets("références").Range("D" & i + 1)  
    Next  
  
    'on lit la dimension des amplitudes de références en fct de  
    l'espacement angulaire  
    Application.Worksheets("Références").Activate
```



```

NombreDeltaTetha = 0
While Cells(2, NombreDeltaTetha + 8) <> ""
NombreDeltaTetha = NombreDeltaTetha + 1
Wend

NombreAmplitudeReference = 0
While Cells(NombreAmplitudeReference + 3, 7) <> ""
NombreAmplitudeReference = NombreAmplitudeReference + 1
Wend

ReDim DeltaTetha(1, NombreDeltaTetha)
ReDim amplitudereference(NombreAmplitudeReference, NombreDeltaTetha)
ReDim phasereference(NombreAmplitudeReference, NombreDeltaTetha)

For j = 1 To NombreDeltaTetha
    DeltaTetha(1, j) = Cells(2, j + 7).Value
    For i = 1 To NombreAmplitudeReference
        amplitudereference(i, j) = Cells(i + 2, j + 7).Value
        phasereference(i, j) = Cells(i + 2, j + 21).Value
    Next
Next

Application.ScreenUpdating = False 'on désactive le passage
intempestifs d'une feuille à l'autre durant le calcul
Application.Worksheets("Donnees_entrees").Activate

NbreFreqTot = Range("C22").Value 'nombre de Ai que l'on calcul
z = Range("C3").Value 'nombre de pales
zconst = z 'nombre de pales
pmax = Range("C23").Value 'p nombre de cas par itération
freq = Range("D2").Value 'fréquence de rotation du ventilateur
DiffRaiesMin = Range("C24").Value 'écart mini entre raies à faire
émerger et les autres
DiffInterRaies = Range("C25").Value 'écart maxi entre toutes les raies
à faire émerger
NombreIteration = Range("C26").Value
EspaceMini = Range("I6").Value
EspaceMiniPourcent = Range("I7").Value
DebattementAngulaire = Range("I8").Value
AffinagePourcentage = Range("I9").Value
PourcentGlobal = Range("C27").Value
PourcentLocal = Range("C28").Value
PourcentApproche = Range("C29").Value
PlageFrequenceLocale = Range("I13").Value
SoluceInitiale = Cells(28, 9).Value
LiberéeDelivrée = Cells(15, 9).Value
ReDim tetha(z + 1, 3)
ReDim Asortie(NbreFreqTot, 4)
ReDim MatriceAmplitude(pmax, NbreFreqTot)
ReDim NouvelleMatriceAmplitude(pmax, NbreFreqTot)
ReDim MatriceTetha(pmax, z + 1)
ReDim MatriceTethaRad(pmax, z + 1)
ReDim NouvelleMatriceTetha(pmax, z + 1)
ReDim NouvelleMatriceTethaRad(pmax, z + 1)

'On détermine sur combien de fréquence on veut jouer
n = 8
While f(n) <> ""
n = n + 1
Wend
n = n - 8

```

```

ReDim FrequRaies(n, 2)
For i = 1 To n
    FrequRaies(i, 1) = Cells(7 + i, 4)
    FrequRaies(i, 2) = Cells(7 + 1, 6) 'les critères locaux sont
stockés ici
Next

If SoluceInitiale <> 0 Then

If Cells(28, 9) = "" Then
    MsgBox ("Veuillez indiquer une solution à analyser.")
    Exit Sub
End If

Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
i = 0
If Cells(3, 3) = "" Then
    Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
    i = 1
    If Cells(3, 3) = "" Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Approchée").Activate
        i = 2
        If Cells(3, 3) = "" Then
            MsgBox ("Erreur, aucune solution disponible !")
            Exit Sub
        End If
    End If
End If

For j = 1 To NbreFreqTot
    NouvelleMatriceAmplitude(1, j) = Cells(SoluceInitiale + 2, 2 +
j).Value
Next

If i = 0 Then
    Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
Else
    If i = 1 Then
        Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
    Else
        Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
    End If
End If

For j = 1 To z + 1
    NouvelleMatriceTetha(1, j) = Cells(SoluceInitiale + 2, 2 + j).Value
Next

End If

Worksheets("Angle_Global").Range("C3:Z1000").Clear
Worksheets("Angle_Local").Range("C3:Z1000").Clear
Worksheets("Angle_Approché").Range("C3:ZZ1000").Clear
Worksheets("Amplitude_Globale").Range("C3:Z1000").Clear
Worksheets("Amplitude_Locale").Range("C3:Z1000").Clear
Worksheets("Amplitude_Approchée").Range("C3:ZZ1000").Clear

For p = 1 To pmax

```

```

'calcul de tetha
Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
tetha(1, 1) = 1
tetha(1, 2) = 0
tetha(1, 3) = 0
tetha(z + 1, 1) = z + 1
tetha(z + 1, 2) = 360
tetha(z + 1, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(z + 1, 2))
Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
Cells(p + 2, 3).Value = tetha(1, 2)
Cells(p + 2, z + 3).Value = tetha(z + 1, 2)
MatriceTetha(p, 1) = tetha(1, 2)
MatriceTetha(p, z + 1) = tetha(z + 1, 2)
MatriceTethaRad(p, 1) = tetha(1, 3)
MatriceTethaRad(p, z + 1) = tetha(z + 1, 3)
For i = 2 To z
    tetha(i, 1) = i
Label1:
    tetha(i, 2) = 360 * Rnd
    r = tetha(i, 2)
    s = tetha(i - 1, 2) + EspacementMini
    If ((r < s) Or (r > 360 - (EspacementMini * (1 +
EspacementMiniPourcent / 100) * (z - i + 1)))) Then
        GoTo Label1
    End If
    tetha(i, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(i, 2))
    Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
    Cells(p + 2, 2 + i).Value = tetha(i, 2)
    MatriceTetha(p, i) = tetha(i, 2)
    MatriceTethaRad(p, i) = tetha(i, 3)
Next

Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
For i = 1 To NbreFreqTot
    Asortie(i, 1) = i
    Asortie(i, 2) = Acalcul(i)
    Asortie(i, 3) = 20 * Log(Asortie(i, 2) / (20 * 10 ^ -6)) /
Log(10)
    If Asortie(i, 3) < 0.00002 Then
        Asortie(i, 3) = 0
    End If
    k = 1
    For j = 1 To 34 'On converti en dBA
        If i * freq < dBA(j, 3) And i * freq > dBA(j, 1) Then
            k = j
        End If
    Next
    Asortie(i, 4) = Asortie(i, 3) + dBA(k, 4)
    If Asortie(i, 4) < 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    If Asortie(i, 3) = 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    Cells(p + 2, i + 2).Value = Asortie(i, 4)
    MatriceAmplitude(p, i) = Asortie(i, 4)
Next
Next

'FIN DE L'INITIALISATION

```

```

'
'
'DEBUT ITERATION

'on applique le critère global

CritereActuel = 0
If SoluceInitiale = 0 Then
index = 0
Else
index = 1
End If

For i = 1 To Int(NombreIteration * PourcentGlobal / 100)
    Call critère
    If pmax = index Then
        Call Exploitation
        Exit Sub
    End If
    Call iteration
Next
Call critère

'on applique le critère local si on a pas encore de solution
Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
If SoluceInitiale = 0 Then
    If Range("C3").Value = "" Then
        CritereActuel = 1
    End If
Else
    If Range("C4").Value = "" Then
        CritereActuel = 1
    End If
End If

For i = Int(NombreIteration * PourcentGlobal / 100) + 1 To
Int(NombreIteration * (PourcentGlobal + PourcentLocal) / 100)
    Call critère
    If pmax = index Then
        Call Exploitation
        Exit Sub
    End If
    Call iteration
Next
Call critère

'on applique le critère approché si on a pas encore de solution

If SoluceInitiale = 0 Then
    Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
    If Range("C3").Value = "" Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
        If Range("C3").Value = "" Then
            CritereActuel = 2
        End If
    End If
Else
    Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
    If Range("C4").Value = "" Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
        If Range("C4").Value = "" Then

```

```

        CritereActuel = 2
    End If
End If
End If

Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
If Range("C3").Value = "" Then
    Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
    If Range("C3").Value = "" Then
        CritereActuel = 2
    End If
End If

For i = Int(NombreIteration * (PourcentGlobal + PourcentLocal) / 100) +
1 To NombreIteration
    Call critère
    If pmax = index Then
        Call Exploitation
        Exit Sub
    End If
    Call iteration
Next
Call critère

'FIN ITERATION

'EXPLOITATION

Call Exploitation

End Sub

Public Sub critère()
Dim i As Integer
Dim j As Integer
Dim k As Integer
Dim l As Integer
Dim amax As Double
Dim amin As Double
Dim jpart As Integer
Dim reste As Integer
Dim validation As Integer
Dim c As Integer
Dim d As Integer
l = 0

For i = 1 + index To pmax 'pour chaque cas
    amax = 0
    jpart = 0
    validation = 0
    reste = 0
    For j = 1 To NbreFreqTot 'on analyse toutes les amplitudes pour un cas
        If MatriceAmplitude(i, j) > amax Then
            amax = MatriceAmplitude(i, j) 'on regarde l'amplitude la plus
grande
            jpart = j 'on regarde laquelle a l'amplitude la plus grande
        End If
    Next
    For j = 1 To n 'on vérifie que la fréquence avec l'amplitude la plus
grande appartient bien aux fréquences dominantes
        If jpart <> FrequRaies(n, 1) Then

```

```

        reste = reste + 1
    End If
Next
If reste = n Then 'si la fréquence n'est pas dans celle que l'on veut
alors
    validation = 1
Else
    amin = amax
    For j = 1 To n 'si la fréquence fait partie de celle que l'on veut
on vérifie alors les critères
        If MatriceAmplitude(i, FrequRaies(j, 1)) < amin Then
            amin = MatriceAmplitude(i, FrequRaies(j, 1))
        End If
    Next
    If (amax - amin) > DiffInterRaies Then
        validation = 1
    Else
        If CritereActuel = 0 Then 'critère global
            For j = 1 To n - 1
                c = FrequRaies(j + 1, 1)
                d = FrequRaies(j, 1)
                If ((c - d) = 1) Then
                    'rien
                Else
                    For k = (FrequRaies(j, 1) + 1) To (FrequRaies(j +
1, 1) - 1)
                        If MatriceAmplitude(i, k) > amin - DiffRaiesMin
Then 'critère global
                            validation = 1
                        End If
                    Next
                End If
            Next
            If FrequRaies(1, 1) = 1 Then
                'rien
            Else
                For j = 1 To FrequRaies(1, 1) - 1
                    If MatriceAmplitude(i, j) > amin - DiffRaiesMin
Then 'critère global
                        validation = 1
                    End If
                Next
            End If
            For j = FrequRaies(n, 1) + 1 To NbreFreqTot
                If MatriceAmplitude(i, j) > amin - DiffRaiesMin Then
'critère global
                    validation = 1
                End If
            Next
        Else
            If CritereActuel = 1 Then 'critère local
                'lere fréquence voulue regardée
                If FrequRaies(1, 1) = 1 Then
                    Else
                        For k = FrequRaies(1, 1) - Int(FrequRaies(1, 1) *
(PlageFrequenceLocale) / 100) + 1 To FrequRaies(1, 1) - 1
                            If MatriceAmplitude(i, k) >
MatriceAmplitude(i, FrequRaies(1, 1)) - FrequRaies(1, 2) Then

```

```

validation = 1
End If
Next
End If
If n > 1 Then
For k = FrequRaies(1, 1) + 1 To FrequRaies(1, 1) +
Int((FrequRaies(2, 1) - FrequRaies(1, 1)) * (PlageFrequenceLocale) / 100)
If MatriceAmplitude(i, k) > MatriceAmplitude(i,
FrequRaies(1, 1) - FrequRaies(1, 2) Then
validation = 1
End If
Next
Else
For k = FrequRaies(1, 1) + 1 To FrequRaies(1, 1) +
Int((NbreFreqTot - FrequRaies(1, 1)) * (PlageFrequenceLocale) / 100)
If MatriceAmplitude(i, k) > MatriceAmplitude(i,
FrequRaies(1, 1) - FrequRaies(1, 2) Then
validation = 1
End If
Next
End If

'on regarde les suivantes
If n > 2 Then
For j = 2 To n - 1
For k = (FrequRaies(j, 1) - Int((FrequRaies(j,
1) - FrequRaies(j - 1, 1)) * PlageFrequenceLocale / 2 / 100) + 1) To
FrequRaies(j, 1) - 1
If MatriceAmplitude(i, k) >
MatriceAmplitude(i, FrequRaies(j, 1)) - FrequRaies(j, 2) Then
validation = 1
End If
Next
For k = FrequRaies(j, 1) + 1 To FrequRaies(j,
1) + Int((FrequRaies(j + 1, 1) - FrequRaies(j, 1)) * PlageFrequenceLocale /
2 / 100)
If MatriceAmplitude(i, k) >
MatriceAmplitude(i, FrequRaies(j, 1)) - FrequRaies(j, 2) Then
validation = 1
End If
Next
Next
End If

'on regarde la dernière
If n > 1 Then
For k = (FrequRaies(n, 1) - Int((FrequRaies(n, 1) -
FrequRaies(n - 1, 1)) * PlageFrequenceLocale / 2 / 100) + 1) To
FrequRaies(n, 1) - 1
If MatriceAmplitude(i, k) > MatriceAmplitude(i,
FrequRaies(n, 1) - FrequRaies(n, 2) Then
validation = 1
End If
Next
For k = FrequRaies(n, 1) + 1 To (FrequRaies(n, 1) +
Int((NbreFreqTot - FrequRaies(n, 1)) * PlageFrequenceLocale / 100))
If MatriceAmplitude(i, k) > MatriceAmplitude(i,
FrequRaies(n, 1) - FrequRaies(n, 2) Then
validation = 1
End If

```

```

Next
End If

For j = 1 To n - 1
c = FrequRaies(j + 1, 1)
d = FrequRaies(j, 1)
If ((c - d) = 1) Then
rien
Else
For k = (FrequRaies(j, 1) + 1) To (FrequRaies(j +
1, 1) - 1)
If MatriceAmplitude(i, k) > amin Then
validation = 1
End If
Next
End If
Next

If FrequRaies(1, 1) = 1 Then
rien
Else
For j = 1 To FrequRaies(1, 1) - 1
If MatriceAmplitude(i, j) > amin Then
validation = 1
End If
Next
End If

For j = FrequRaies(n, 1) + 1 To NbreFreqTot
If MatriceAmplitude(i, j) > amin Then
validation = 1
End If
Next

Else 'critère approché

For j = 1 To n - 1
c = FrequRaies(j + 1, 1)
d = FrequRaies(j, 1)
If ((c - d) = 1) Then
rien
Else
For k = (FrequRaies(j, 1) + 1) To (FrequRaies(j +
1, 1) - 1)
If MatriceAmplitude(i, k) > amin +
LiberéeDelivrée Then
validation = 1
End If
Next
End If
Next

If FrequRaies(1, 1) = 1 Then
rien
Else
For j = 1 To FrequRaies(1, 1) - 1
If MatriceAmplitude(i, j) > amin + LiberéeDelivrée
Then
validation = 1

```



```

        End If
    Next
End If

For j = FrequRaies(n, 1) + 1 To NbreFreqTot
    If MatriceAmplitude(i, j) > amin + LibéréeDelivrée Then
        validation = 1
    End If
Next

    End If
    End If
End If
End If

If validation = 0 Then 'si validation est à 0 c'est que le cas répond
aux critères
    index = index + 1
    For j = 1 To z + 1
        NouvelleMatriceTetha(index, j) = MatriceTetha(i, j)
        NouvelleMatriceTethaRad(index, j) = MatriceTethaRad(i, j)
    Next
    For j = 1 To NbreFreqTot
        NouvelleMatriceAmplitude(index, j) = MatriceAmplitude(i, j)
    Next
End If
Next

'on récupère les valeurs qui ont répondu aux critères

Worksheets("Angle_Global").Range("C3:ZZ1000").Clear
Worksheets("Angle_Local").Range("C3:ZZ1000").Clear
Worksheets("Angle_Approché").Range("C3:ZZ1000").Clear
For i = 1 To index
    For j = 1 To z + 1
        If CritereActuel = 0 Then
            Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
        Else
            If CritereActuel = 1 Then
                Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
            Else
                Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
            End If
        End If
        Cells(i + 2, j + 2).Value = NouvelleMatriceTetha(i, j)
        MatriceTetha(i, j) = NouvelleMatriceTetha(i, j)
    Next
Next

For i = 1 To index
    For j = 1 To z + 1
        MatriceTethaRad(i, j) = NouvelleMatriceTethaRad(i, j)
    Next
Next

Worksheets("Amplitude_Globale").Range("C3:ZZ1000").Clear
Worksheets("Amplitude_Locale").Range("C3:ZZ1000").Clear
Worksheets("Amplitude_Approchée").Range("C3:ZZ1000").Clear
For i = 1 To index
    For j = 1 To NbreFreqTot
        If CritereActuel = 0 Then

```

```

        Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
    Else
        If CritereActuel = 1 Then
            Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
        Else
            Application.Worksheets("Amplitude_Approchée").Activate
        End If
    End If
    Cells(i + 2, j + 2).Value = NouvelleMatriceAmplitude(i, j)
    MatriceAmplitude(i, j) = NouvelleMatriceAmplitude(i, j)
Next
Next

End Sub

Public Sub iteration()
Dim p As Integer
Dim i As Integer
Dim k As Integer
Dim r As Double
Dim s As Double
Dim j As Integer
Dim m As Integer
Dim a As Integer
a = (Int(pmax - index) * AffinagePourcentage / 100)

For p = index + 1 To a + index + 1
    'calcul de tetha
    tetha(1, 1) = 1
    tetha(1, 2) = 0
    tetha(1, 3) = 0
    tetha(z + 1, 1) = z + 1
    tetha(z + 1, 2) = 360
    tetha(z + 1, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(z + 1, 2))
    If CritereActuel = 0 Then
        Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
    Else
        If CritereActuel = 1 Then
            Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
        Else
            Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
        End If
    End If
    Cells(p + 2, 3).Value = tetha(1, 2)
    Cells(p + 2, z + 3).Value = tetha(z + 1, 2)
    MatriceTetha(p, 1) = tetha(1, 2)
    MatriceTetha(p, z + 1) = tetha(z + 1, 2)
    MatriceTethaRad(p, 1) = tetha(1, 3)
    MatriceTethaRad(p, z + 1) = tetha(z + 1, 3)
    For i = 2 To z
        tetha(i, 1) = i
Label2:

        If index <> 0 Then
            If index = 1 Then
                tetha(i, 2) = NouvelleMatriceTetha(1, i) + (Rnd * 2 *
                DebattementAngulaire - DebattementAngulaire) 'débattement autour de la
                position validée
            Else
                For m = 1 To index
                    If p > ((a - index) * (m - 1) / index + index) Then

```

```

                tetha(i, 2) = NouvelleMatriceTetha(m, i) + (Rnd * 2 *
DebattementAngulaire - DebattementAngulaire) 'débattement autour de la
position validée
            End If
        Next
    End If
Else
    tetha(i, 2) = 360 * Rnd
End If

r = tetha(i, 2)
s = tetha(i - 1, 2) + EspacementMini
If ((r < s) Or (r > 360 - (EspacementMini * (1 +
EspacementMiniPourcent / 100) * (z - i + 1)))) Then
    GoTo Label2
End If
tetha(i, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(i, 2))
If CritereActuel = 0 Then
    Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
Else
    If CritereActuel = 1 Then
        Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
    Else
        Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
    End If
End If
Cells(p + 2, 2 + i).Value = tetha(i, 2)
MatriceTetha(p, i) = tetha(i, 2)
MatriceTethaRad(p, i) = tetha(i, 3)
Next

If CritereActuel = 0 Then
    Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
Else
    If CritereActuel = 1 Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
    Else
        Application.Worksheets("Amplitude_Approchée").Activate
    End If
End If
For i = 1 To NbreFreqTot
    Asortie(i, 1) = i
    Asortie(i, 2) = Acalcul(i)
    Asortie(i, 3) = 20 * Log(Asortie(i, 2) / (20 * 10 ^ -6)) / Log(10)
    If Asortie(i, 3) < 0.00002 Then
        Asortie(i, 3) = 0
    End If
    k = 1
    For j = 1 To 34 'On converti en dBA
        If i * freq < dBA(j, 3) And i * freq > dBA(j, 1) Then
            k = j
        End If
    Next
    Asortie(i, 4) = Asortie(i, 3) + dBA(k, 4)
    If Asortie(i, 4) < 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    If Asortie(i, 3) = 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    Cells(p + 2, i + 2).Value = Asortie(i, 4)

```

```

        MatriceAmplitude(p, i) = Asortie(i, 4)
    Next
Next

For p = a + index + 2 To pmax
    'calcul de tetha
    tetha(1, 1) = 1
    tetha(1, 2) = 0
    tetha(1, 3) = 0
    tetha(z + 1, 1) = z + 1
    tetha(z + 1, 2) = 360
    tetha(z + 1, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(z + 1, 2))
    If CritereActuel = 0 Then
        Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
    Else
        If CritereActuel = 1 Then
            Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
        Else
            Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
        End If
    End If
    Cells(p + 2, 3).Value = tetha(1, 2)
    Cells(p + 2, z + 3).Value = tetha(z + 1, 2)
    MatriceTetha(p, 1) = tetha(1, 2)
    MatriceTetha(p, z + 1) = tetha(z + 1, 2)
    MatriceTethaRad(p, 1) = tetha(1, 3)
    MatriceTethaRad(p, z + 1) = tetha(z + 1, 3)
    For i = 2 To z
        tetha(i, 1) = i
label3:
        tetha(i, 2) = 360 * Rnd
        r = tetha(i, 2)
        s = tetha(i - 1, 2) + EspacementMini
        If ((r < s) Or (r > 360 - (EspacementMini * (1 +
EspacementMiniPourcent / 100) * (z - i + 1)))) Then
            GoTo label3
        End If
        tetha(i, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(i, 2))
        If CritereActuel = 0 Then
            Application.Worksheets("Angle_Global").Activate
        Else
            If CritereActuel = 1 Then
                Application.Worksheets("Angle_Local").Activate
            Else
                Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate
            End If
        End If
        Cells(p + 2, 2 + i).Value = tetha(i, 2)
        MatriceTetha(p, i) = tetha(i, 2)
        MatriceTethaRad(p, i) = tetha(i, 3)
    Next

    If CritereActuel = 0 Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
    Else
        If CritereActuel = 1 Then
            Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
        Else
            Application.Worksheets("Amplitude_Approchée").Activate
        End If
    End If

```

```

End If
For i = 1 To NbreFreqTot
  Asortie(i, 1) = i
  Asortie(i, 2) = Acalcul(i)
  Asortie(i, 3) = 20 * Log(Asortie(i, 2) / (20 * 10 ^ -6)) / Log(10)
  If Asortie(i, 3) < 0.00002 Then
    Asortie(i, 3) = 0
  End If
  k = 1
  For j = 1 To 34 'On converti en dBA
    If i * freq < dBA(j, 3) And i * freq > dBA(j, 1) Then
      k = j
    End If
  Next
  Asortie(i, 4) = Asortie(i, 3) + dBA(k, 4)
  If Asortie(i, 4) < 0 Then
    Asortie(i, 4) = 0
  End If
  If Asortie(i, 3) = 0 Then
    Asortie(i, 4) = 0
  End If
  Cells(p + 2, i + 2).Value = Asortie(i, 4)
  MatriceAmplitude(p, i) = Asortie(i, 4)
Next
Next
End Sub

```

Module « init »

Public Sub init() *' ce sub prend les données expérimentales des Ai en fct de l'espacement angulaire et de la vitesse de rotation et calcul une fonction polynomiales d'ordre 6*

Dim i **As Integer**

Dim a **As Double**

Dim p **As Double**

Dim b **As Integer**

Dim d **As Integer**

Application.ScreenUpdating = **False**

Worksheets("Données_Références").Range("P25:AC70").**Clear**

Worksheets("Données_Références").Range("P269:AC313").**Clear**

Application.Worksheets("Données_Références").Activate

a = 0

p = 0

d = 0

For i = 1 **To** 45

 b = 0

For j = 1 **To** 11

 Application.Worksheets("Données_Références").Activate

 Cells(3, 14).Value = Cells(i + 2, j + 2).Value

 Cells(4, 14).Value = Cells(i + 50, j + 2).Value

 Cells(5, 14).Value = Cells(i + 98, j + 2).Value

 Cells(6, 14).Value = Cells(i + 146, j + 2).Value

 Cells(7, 14).Value = Cells(i + 194, j + 2).Value

 a = Cells(3, 27).Value + (Cells(3, 26).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 1 + (Cells(3, 25).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 2 + (Cells(3, 24).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 3 + (Cells(3, 23).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 4 + (Cells(3, 22).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 5 + (Cells(3, 21).Value) * (Cells(24, 17).Value) ^ 6

 Cells(246, 14).Value = Cells(i + 245, j + 2).Value

 Cells(247, 14).Value = Cells(i + 293, j + 2).Value

 Cells(248, 14).Value = Cells(i + 341, j + 2).Value

 Cells(249, 14).Value = Cells(i + 389, j + 2).Value

 Cells(250, 14).Value = Cells(i + 437, j + 2).Value

 p = Cells(246, 27).Value + (Cells(246, 26).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 1 + (Cells(246, 25).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 2 + (Cells(246, 24).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 3 + (Cells(246, 23).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 4 + (Cells(246, 22).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 5 + (Cells(246, 21).Value) * (Cells(267, 17).Value) ^ 6

 b = b + 1

 Cells(25 + i, 18 + j).Value = a

 Cells(268 + i, 18 + j).Value = p

 Application.Worksheets("Références").Activate *' on fonction de la vitesse de rotation du calcul, on calcul les Ai en fct de l'espacement angulaire et on l'écrit dans le tableau de référence*

 Cells(2 + i, 7 + j).Value = a

 Cells(2 + i, 21 + j).Value = WorksheetFunction.Radians(p)

Next j

If b = 11 **Then**

 d = d + 1

End If

Next i

Cells(2, 5).Value = d

```
For i = 1 To d
    Cells(2 + i, 7).Value = i
    Cells(2 + i, 21).Value = i
Next
For i = d + 1 To 45
    Cells(2 + i, 7).Value = ""
    Cells(2 + i, 21).Value = ""
Next
End Sub
```

Module « Calcul »

```
Public tetha() As Double 'valeurs simples de tetha
Public Asortie() As Double 'valeurs simples de A calculés
Public z As Integer 'nombre de pales
Public zconst As Integer 'nombre de pales (invariant)
Public NombreAmplitudeReference As Integer
Public amplitudereference() As Double 'nouvelles qui remplacent carac()
Public phasereference() As Double
Public NombreDeltaTetha As Integer 'utilisé pour le calcul d'un seul
spectre, donne le nombre de pales sur la roue
Public DeltaTetha() As Double 'valeurs de références
Public FreqRaies() As Integer 'valeurs des raies dominantes
Public MatriceAmplitude() As Double
Public MatriceTetha() As Double
Public NouvelleMatriceTetha() As Double
Public NouvelleMatriceTethaRad() As Double
Public NouvelleMatriceAmplitude() As Double
Public MatriceTethaRad() As Double
Public pmax As Integer 'nombre de cas par itération
Public NbreFreqTot As Integer 'nombre de raies calculés à chaque itération
Public DiffRaiesMin As Double 'critère par rapports autres raies
Public DiffInterRaies As Double 'critères sur les raies dominantes
Public n As Integer 'nombre de fréquences sur lesquelles on veut jouer
Public index As Integer 'nombre de tetha que l'on trouve à chaque itération
Public dBA(34, 4) As Double 'tableau de référence de la conversion dB->dBA
Public NombreIteration As Integer
Public freq As Double 'fréquence de rotation de la roue
Public EspacementMini As Double 'espacement mini entre pôle p et p+1 en
degrés
Public EspacementMiniPourcent As Double 'place mini laissée pour les pâles
suivantes en % par rapport à l'espacement mini entre 2 pâles'
Public DebatementAngulaire As Double 'débattement angulaire de recherche
autour d'une solution en degrés
Public AffinagePourcentage As Double 'ratio entre recherche nouvelles
soluce et affinage
Public PourcentGlobal As Double 'pourcentage des itérations réservées pour
le critère global si aucune solution n'est trouvée.
Public PourcentLocal As Double 'pourcentage des itérations réservées pour
le critère local si aucune solution n'est trouvée.
Public PourcentApproche As Double 'pourcentage des itérations réservées
pour le critère approché si aucune solution n'est trouvée.
Public CritereActuel As Integer 'curseur qui permet au code de savoir
lequel des critères il doit utiliser
Public PlageFrequenceLocale As Double 'variable qui donne le pourcentage de
fréquences que l'on analyse autour de la fréquence que l'on étudie dans le
critère local
Public SoluceInitiale As Integer 'permet de selectionner une configuration
à réinjecter pour le prochain calcul
Public LibéréeDelivrée As Double 'variable qui permet de libérer la
contrainte de seuil dans le critère approché

Public Sub Calcul()
    Dim i As Integer
    Dim j As Integer
    Dim k As Integer
    Dim freq As Double
    Dim graph As ChartObject
    Dim r As Double
    Dim s As Double
```



```

Call init 'on adapte les amplitudes de références en fct des
espacements angulaire en fct de la vitesse de rotation voulue

Application.Worksheets("Spectre").Activate

For Each Legraph In ActiveSheet.ChartObjects 'on efface les graphs
construits précédement
    Legraph.Delete
Next

For i = 1 To 34 'on lit et stock en mémoires les valeurs des
références de dB en dBA
    dBA(i, 1) = Worksheets("références").Range("A" & i + 1)
    dBA(i, 2) = Worksheets("références").Range("B" & i + 1)
    dBA(i, 3) = Worksheets("références").Range("C" & i + 1)
    dBA(i, 4) = Worksheets("références").Range("D" & i + 1)
Next

' on lit la dimension des amplitudes de références en fct de
l'espacement angulaire
Application.Worksheets("Références").Activate

NombreDeltaTetha = 0
While Cells(2, NombreDeltaTetha + 8) <> ""
    NombreDeltaTetha = NombreDeltaTetha + 1
Wend

NombreAmplitudeReference = 0
While Cells(NombreAmplitudeReference + 3, 7) <> ""
    NombreAmplitudeReference = NombreAmplitudeReference + 1
Wend

ReDim DeltaTetha(1, NombreDeltaTetha)
ReDim amplitudereference(NombreAmplitudeReference, NombreDeltaTetha)
ReDim phasereference(NombreAmplitudeReference, NombreDeltaTetha)

For j = 1 To NombreDeltaTetha
    DeltaTetha(1, j) = Cells(2, j + 7).Value
    For i = 1 To NombreAmplitudeReference
        amplitudereference(i, j) = Cells(i + 2, j + 7).Value
        phasereference(i, j) = Cells(i + 2, j + 21).Value
    Next
Next

Application.ScreenUpdating = False 'on désactive le passage
intempestifs d'une feuille à l'autre durant le calcul
Application.Worksheets("Donnees_entrees").Activate

NbreFreqTot = Range("C22").Value 'on lit le nombre de Ai calculé
z = Range("C3").Value 'nombre pôle (ce nombre est constant mais au
cours des calculs, varie dans fonctions réccursives ci-dessous)
zconst = z 'ici zconst est vraiment constant et sert de référence
freq = Range("D2").Value
ReDim tetha(z + 1, 3)
ReDim Asortie(NbreFreqTot, 4)

Worksheets("Spectre").Range("C2:G1000").Clear 'on nettoie la feuille de
résultat avant d'écrire dessus

```

```

'condition initiale
For i = 1 To z + 1
    tetha(i, 1) = i
    Application.Worksheets("Spectre").Activate
    Range("A" & i + 1).Value = tetha(i, 1)
    tetha(i, 2) = Range("B" & i + 1).Value
    tetha(i, 3) = WorksheetFunction.Radians(tetha(i, 2))
    Range("C" & i + 1).Value = tetha(i, 3)
Next

'Calcul de Asortie
For i = 1 To NbreFreqTot
    Asortie(i, 1) = i
    Asortie(i, 2) = Acalcul(i)
    Application.Worksheets("Spectre").Activate
    Range("D" & i + 1).Value = Asortie(i, 1)
    Range("E" & i + 1).Value = Asortie(i, 2)
Next

'Calcul de Asortie en dB
For i = 1 To NbreFreqTot
    Application.Worksheets("Spectre").Activate
    Asortie(i, 3) = 20 * Log(Asortie(i, 2) / (20 * 10 ^ -6)) / Log(10)
    If Asortie(i, 3) < 0.00002 Then
        Asortie(i, 3) = 0
    End If
    Range("F" & i + 1).Value = Asortie(i, 3)
    k = 1
    For j = 1 To 34 'On converti en dBA
        If i * freq < dBA(j, 3) And i * freq > dBA(j, 1) Then
            k = j
        End If
    Next
    Asortie(i, 4) = Asortie(i, 3) + dBA(k, 4)
    If Asortie(i, 4) < 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    If Asortie(i, 3) = 0 Then
        Asortie(i, 4) = 0
    End If
    Range("G" & i + 1).Value = Asortie(i, 4)
Next

'On trace le graph des Ai en dBA en fonction de i
Application.Worksheets("Spectre").Activate

Set graph = Worksheets("Spectre").ChartObjects.Add(450, 10, 500, 250)

With graph
    .Chart.SetSourceData Source:=Sheets("Spectre").Range("G2", "G" &
NbreFreqTot + 1), PlotBy:=xlColumns
    .Chart.HasTitle = False
    .Chart.Axes(xlCategory, xlPrimary).HasTitle = False

```

```

        .Chart.Axes(xlValue, xlPrimary).HasTitle = False

        .Name = "MyChart1"

    End With

End Sub

Public Function f(i As Integer)
    f = Range("D" & i).Value
End Function

Public Function Acalcul(n As Integer) 'calcul l'amplitude des raies

    Acalcul = Sqr(Bcalcul(n, NombreAmplitudeReference) ^ 2 + Ccalcul(n,
NombreAmplitudeReference) ^ 2)

End Function

Public Function Bcalcul(n As Integer, i As Integer) As Double 'intervient
dans Acalcul

    If i = 0 Then
        Bcalcul = 0
    Else
        Bcalcul = Bcalcul(n, i - 1) + Bbcalcul(n, i, z) /
(WorksheetFunction.Pi * 2)
    End If

End Function

Public Function Bbcalcul(n As Integer, i As Integer, z As Integer) As
Double 'intervient dans Acalcul
    Dim numA As Double
    Dim numB As Double
    Dim den As Double
    Dim Amp As Double
    Dim Pha As Double

    Amp = amplitude(i, z)
    Pha = phase(i, z)

    If z = 0 Then
        Bbcalcul = 0
    Else
        den = i * 2 * WorksheetFunction.Pi / (tetha(z + 1, 3) - tetha(z,
3))
        If den = n Then
            numA = -Cos(n * tetha(z + 1, 3)) + Cos(n * tetha(z, 3))
            numB = 2 * WorksheetFunction.Pi / zconst * Sin(i * zconst *
tetha(z, 3))
            Bbcalcul = Bbcalcul(n, i, z - 1) + (numA / (n + den) + numB) *
0.00002 * 10 ^ (Amp / 20)
        Else
            numA = -Cos(n * tetha(z + 1, 3) + Pha) + Cos(n * tetha(z, 3) +
Pha)
            numB = -Cos(n * tetha(z + 1, 3) - Pha) + Cos(n * tetha(z, 3) -
Pha)
        End If
    End If

```

```

        Bbcalcul = Bbcalcul(n, i, z - 1) + (numA / (n + den) + numB /
(n - den)) * 0.00002 * 10 ^ (Amp / 20)
    End If
End If

```

End Function

Public Function Ccalcul(n As Integer, i As Integer) As Double *'intervient dans Acalcul*

```

    If i = 0 Then
        Ccalcul = 0
    Else
        Ccalcul = Ccalcul(n, i - 1) + Cccalcul(n, i, z) /
WorksheetFunction.Pi / 2
    End If

```

End Function

Public Function Cccalcul(n As Integer, i As Integer, z As Integer) As Double *'intervient dans Acalcul*

```

    Dim numA As Double
    Dim numB As Double
    Dim den As Double
    Dim Amp As Double
    Dim Pha As Double

    Amp = amplitude(i, z)
    Pha = phase(i, z)

    If z = 0 Then
        Cccalcul = 0
    Else
        den = i * 2 * WorksheetFunction.Pi / (tetha(z + 1, 3) - tetha(z,
3))
        If den = n Then
            numA = Sin(n * tetha(z + 1, 3)) - Sin(n * tetha(z, 3))
            numB = 2 * WorksheetFunction.Pi / zconst * Cos(i * zconst *
tetha(z, 3))
            Cccalcul = Cccalcul(n, i, z - 1) + (numA / (n + den) + numB) *
0.00002 * 10 ^ (Amp / 20)
        Else
            numA = Sin(n * tetha(z + 1, 3) + Pha) - Sin(n * tetha(z, 3) +
Pha)
            numB = Sin(n * tetha(z + 1, 3) - Pha) - Sin(n * tetha(z, 3) -
Pha)
            Cccalcul = Cccalcul(n, i, z - 1) + (numA / (n + den) + numB /
(n - den)) * 0.00002 * 10 ^ (Amp / 20)
        End If
    End If

```

End Function

Public Function amplitude(Iamp As Integer, Itetha As Integer) As Double *'cette fonction calcul l'amplitude de référence à utiliser dans Acalcul*

```

    Dim i As Integer
    Dim delta As Double
    Dim cursor As Integer
    cursor = 0

```

```

    delta = tetha(Itetha + 1, 2) - tetha(Itetha, 2)

```

```

For i = 1 To NombreDeltaTetha
    If delta < DeltaTetha(1, i) Then
        cursor = cursor + 1
    End If
Next
If cursor = NombreDeltaTetha Then
    amplitude = amplitudereference(Iamp, cursor) 'si l'espacement angulaire
est trop petit, on garde la valeur de Ai pour le plus petit espacement
angulaire que l'on a
Else
    'sinon, on est dans un intervalle et on fait une régression linéaire
entre les deux bornes de l'intervalle
    amplitude = amplitudereference(Iamp, cursor) +
(amplitudereference(Iamp, cursor + 1) - amplitudereference(Iamp, cursor)) *
(delta - DeltaTetha(1, cursor)) / (DeltaTetha(1, cursor + 1) -
DeltaTetha(1, cursor))
End If
End Function
Public Function phase(Ipha As Integer, Itetha As Integer) As Double 'cette
fonction calcul l'amplitude de référence à utiliser dans Acalcul
Dim i As Integer
Dim delta As Double
Dim cursor As Integer
cursor = 0

delta = tetha(Itetha + 1, 2) - tetha(Itetha, 2)
For i = 1 To NombreDeltaTetha
    If delta < DeltaTetha(1, i) Then
        cursor = cursor + 1
    End If
Next
If cursor = NombreDeltaTetha Then
    phase = phasereference(Ipha, cursor)
Else
    'sinon, on est dans un intervalle et on fait une régression linéaire
entre les deux bornes de l'intervalle
    phase = phasereference(Ipha, cursor) + (phasereference(Ipha, cursor +
1) - phasereference(Ipha, cursor)) * (delta - DeltaTetha(1, cursor)) /
(DeltaTetha(1, cursor + 1) - DeltaTetha(1, cursor))
End If
End Function

```

Module « Exploitation »

Public resultat **As Integer**

Public Sub Exploitation()

```
    'i, j, k servent pour les itérations  
    Dim i As Integer  
    Dim j As Integer  
    Dim k As Integer  
  
    'nombre de pales  
    Dim pales As Integer  
  
    'nombre de cas étudiés  
    Dim nb_cas As Integer  
  
    'écarts angulaires en degré entre chaque pales  
    Dim delta() As Double  
  
    'nb_raie calculées  
    Dim nb_raie As Integer  
  
    'numéros des raies à faire emmerger  
    Dim num_raie_emmerger() As Integer  
  
    'nombre de raies à faire emmerger  
    Dim nb_raie_emmerger As Integer  
  
    'amplitudes calculées des raies  
    Dim Amp() As Double  
  
    'tableau avec la variance des écarts angulaires  
    Dim min_delta() As Double  
  
    'moyenne des amplitudes  
    Dim moy_amp() As Double  
  
    'écart entre l'amplitude des raies à faire emmerger et l'amplitude  
max des raies à ne pas faire emmerger  
    Dim moy_ecart() As Double  
  
    'moyenne de moy_ecart  
    Dim moy_ecart_moy() As Double  
  
    'amplitude max des raies à de pas faire emmerger  
    Dim moy_ecart_max() As Double  
  
    Worksheets("Exploitation").Range("A1:ZZ1806").Clear 'On supprime  
les valeurs présentes dans l'onglet exploitation  
  
    Application.Worksheets("Donnees_entrees").Activate  
  
    nb_raie = Cells(22, 3).Value 'on récupère le nombre de raies  
calculées  
  
    While Cells(8 + nb_raie_emmerger, 5) <> 0 'on détermine le nombre  
de raies à faire emmerger  
        nb_raie_emmerger = nb_raie_emmerger + 1  
    Wend
```

```
ReDim num_nb_raie_emmerger(nb_raie_emmerger) 'on récupère le numéro  
des raies à faire emmerger
```

```
For i = 1 To nb_raie_emmerger  
    num_nb_raie_emmerger(i) = Cells(7 + i, 4)  
Next
```

```
'récupération des données de MatriceTetha
```

```
Application.Worksheets("Angle_Global").Activate  
If Range("D3").Value <> 0 Then  
    CritereActuel = 0  
End If
```

```
Application.Worksheets("Angle_Local").Activate  
If Range("D3").Value <> 0 Then  
    CritereActuel = 1  
End If
```

```
Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate  
If Range("D3").Value <> 0 Then  
    CritereActuel = 2  
End If
```

```
If CritereActuel = 0 Then  
    Application.Worksheets("Angle_Global").Activate  
Else  
    If CritereActuel = 1 Then  
        Application.Worksheets("Angle_Local").Activate  
    Else  
        Application.Worksheets("Angle_Approché").Activate  
    End If  
End If
```

```
pales = 0 'on détermine le nombre de pales
```

```
While Cells(3, pales + 3) <> ""  
    pales = pales + 1  
Wend
```

```
nb_cas = 0 'on détermine le nombre de cas calculés
```

```
While Cells(3 + nb_cas, 3) <> ""  
    nb_cas = nb_cas + 1  
Wend
```

```
ReDim min_delta(2, nb_cas)  
ReDim moy_amp(2, nb_cas)  
ReDim delta(nb_cas, pales + 1)  
ReDim moy_ecart(2, nb_cas)  
ReDim moy_ecart_moy(nb_cas)
```

```
'***Calcul de la variance de l'angle entre les pales***
```

```
For i = 1 To nb_cas  
    For j = 1 To pales - 1
```

```

        delta(i, j) = Cells(2 + i, 3 + j) - Cells(2 + i, 2 + j)
'calcul de l'écart angulaire entre deux pales
    Next
Next

    'Ici, la colonne "pales" de delta correspond à la variance de la
ligne correspondante.

    For i = 1 To nb_cas
        For j = 1 To pales - 1
            delta(i, pales) = delta(i, pales) + ((delta(i, j) - 360 /
(pales - 1)) ^ 2) ^ 0.5 / (pales - 1)
        Next
    Next

    'On rentre les variances trouvée dans le tableau min_delta

    For i = 1 To nb_cas
        min_delta(1, i) = i
        min_delta(2, i) = delta(i, pales)
    Next

    'On classe le tableau min_delta en parcourant le tableau et en
intervertissant deux valeurs si l'une est supérieure à l'autre
    'On répète l'opération autant de fois qu'il y a de valeurs de
manière à ce que si la première valeur est la plus grande, elle se retrouve
en bas

    Dim Temp() As Double
    ReDim Temp(nb_raie_emmerger)

    For i = 1 To nb_cas - 1
        For j = 1 To nb_cas - 1
            If min_delta(2, j) > min_delta(2, j + 1) Then
                Temp(0) = min_delta(1, j)
                Temp(1) = min_delta(2, j)

                min_delta(1, j) = min_delta(1, j + 1)
                min_delta(2, j) = min_delta(2, j + 1)

                min_delta(1, j + 1) = Temp(0)
                min_delta(2, j + 1) = Temp(1)
            End If
        Next j
    Next i

    '*** Calcul du niveau global***

    'récupération des données de MatriceAmplitude et du max de chaque
cas en fonction du critère désigné

```



```

ReDim Amp(nb_cas, nb_raie + 1 + nb_raie_emmerger)
ReDim moy_ecart_max(nb_cas)

If CritereActuel = 0 Then
    Application.Worksheets("Amplitude_Globale").Activate
Else
    If CritereActuel = 1 Then
        Application.Worksheets("Amplitude_Locale").Activate
    Else
        Application.Worksheets("Amplitude_Approchée").Activate
    End If
End If

For i = 1 To nb_cas
    For j = 1 To nb_raie

        Amp(i, j) = Cells(2 + i, 2 + j)

        'On détermine si on est sur l'un des raies à émerger

        Temp(1) = 0
        For k = 1 To nb_raie_emmerger
            If num_nb_raie_emmerger(k) = j Then
                Temp(1) = 1
            End If
        Next

        'Si on n'est pas sur une raie à émerger, on test si la
        valeur est plus grande ou non

        If Temp(1) = 0 And moy_ecart_max(i) < Amp(i, j) Then
            moy_ecart_max(i) = Amp(i, j) 'Si c'est le cas, on garde
            la valeur de la raie à ne pas faire émerger
        End If
        Cells(2 + i, 54) = moy_ecart_max(i)
    Next j
Next i

    'La colonne nb_raie+1 correspond à la moyenne des amplitudes des
    raies

    For i = 1 To nb_cas
        moy_amp(1, i) = i
        For j = 1 To nb_raie

            moy_amp(2, i) = moy_amp(2, i) + Amp(i, j) / nb_raie

        Next j
    Next i

    'On classe le tableau du plus faible au plus fort
    'On intervertit deux valeurs si l'une est plus forte que l'autre.
    En répétant l'opération autant de fois qu'il y a de cas, on a classé le
    tableau

    For i = 1 To nb_cas - 1

```

```

For j = 1 To nb_cas - 1

    If moy_amp(2, j) > moy_amp(2, j + 1) Then

        Temp(0) = moy_amp(1, j)
        Temp(1) = moy_amp(2, j)

        moy_amp(1, j) = moy_amp(1, j + 1)
        moy_amp(2, j) = moy_amp(2, j + 1)

        moy_amp(1, j + 1) = Temp(0)
        moy_amp(2, j + 1) = Temp(1)
    End If

Next j
Next i

ReDim moy_ecart(2 + nb_raie_emmerger, nb_cas)

    '*** Solution qui fait le plus émerger les raies à emmerger ***

    'calculer moyenne(raies à emmerger - max(raies à ne pas
emmerger))/écart type puis les classer du plus grand au plus petit

    Application.Worksheets("Donnees_entrees").Activate

    'Amp(i, num_nb_raie_emmerger(j)) est la raie à faire emmerger

    For i = 1 To nb_cas
        moy_ecart_moy(i) = 0

        'on calcule la moyenne des écarts entre l'amplitude des raies à
faire émerger et l'amplitude max des raies à ne pas faire emmerger
        For j = 1 To nb_raie_emmerger

            moy_ecart(2 + j, i) = Amp(i, num_nb_raie_emmerger(j)) -
moy_ecart_max(i)
            moy_ecart_moy(i) = moy_ecart_moy(i) + moy_ecart(2 + j, i)

        Next

        moy_ecart(1, i) = i
        moy_ecart(2, i) = moy_ecart_moy(i) / nb_raie_emmerger

    Next

    'classement du critère du plus grand au plus petit

    'classement du résultat

    'Si on intervertit deux valeurs si l'une est plus grande que sa
précédante. En répétant l'opération plusieurs fois, on classe toutes les
valeurs
    For i = 1 To nb_cas - 1

        For j = 1 To nb_cas - 1

```

```

If moy_ecart(2, j + 1) > moy_ecart(2, j) Then
    For k = 1 To nb_raie_emmerger

        Temp(k) = moy_ecart(k, j)

        moy_ecart(k, j) = moy_ecart(k, j + 1)

        moy_ecart(k, j + 1) = Temp(k)

    Next
End If

Next j
Next i

    'on fait apparaitre une fenêtre pour que l'utilisateur choisisse le
    critère qu'il veut utiliser

    UserForm1.ComboBox1.Clear
    UserForm1.ComboBox1.AddItem ("un écartement régulier")
    UserForm1.ComboBox1.AddItem ("un niveau global faible")
    UserForm1.ComboBox1.AddItem ("une émergence des raies forte")
    UserForm1.Show

    'Écriture du classement dans l'onglet classement

    Application.Worksheets("Exploitation").Activate

    'on supprime les graphiques précédant s'il y en a
    For Each Legraph In ActiveSheet.ChartObjects
        Legraph.Delete
    Next

    'on écrit les valeurs voulues

    For j = 1 To (Application.Min(resultat ^ 2, nb_cas ^ 2)) ^ 0.5

        'cas où l'utilisateur veut un espacement régulier
        If UserForm1.ComboBox1.Text = "un écartement régulier" Then

            Cells(1, 1) = "Écartement le plus régulier :"

            Cells(2 + (j - 1) * 24, 1) = "Configuration n° :"
            Cells(2 + (j - 1) * 24, 2) = min_delta(1, j)
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 1) = "Variance :"
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 2) = min_delta(2, j)
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 3) = "°"

        End If

        'cas où l'utilisateur veut un niveau global faible
        If UserForm1.ComboBox1.Text = "un niveau global faible" Then

            Cells(1, 1) = "Niveau global le plus faible :"

            Cells(2 + (j - 1) * 24, 1) = "Configuration n° :"
            Cells(2 + (j - 1) * 24, 2) = moy_amp(1, j)
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 1) = "Amplitude moyenne :"
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 2) = moy_amp(2, j)
            Cells(3 + (j - 1) * 24, 3) = "dBA"

```

```

End If

'cas où l'utilisateur veut une émergence fort des raies
If UserForm1.ComboBox1.Text = "une émergence des raies forte"

Then

    Cells(1, 1) = "Emergence la plus forte :"

    Cells(2 + (j - 1) * (24), 1) = "Configuration n° :"
    Cells(2 + (j - 1) * (24), 2) = moy_ecart(1, j)
    Cells(3 + (j - 1) * (24), 1) = "Emmergence moyenne :"
    Cells(3 + (j - 1) * (24), 2) = moy_ecart(2, j)

    For i = 1 To nb_raie_emmerger

        Cells(4 + i + (j - 1) * (24), 1) = "Emmergence de la
raie n° " & num_nb_raie_emmerger(i) & " :"
        Cells(4 + i + (j - 1) * (24), 2) = moy_ecart(2 + i, j)

    Next

End If

Next

'On écrit les valeurs des angles des pales et des amplitudes en
fonction du critère choisi
If CritereActuel = 0 Then
    For i = 1 To (Application.Min(resultat ^ 2, nb_cas ^ 2)) ^ 0.5
        For j = 1 To pales - 1
            Cells(1 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Cos(Application.Radians(Worksheets("Angle_Global").Cells(2 + Cells(2 + (i -
1) * 24, 2), j + 3)))
            Cells(2 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Sin(Application.Radians(Worksheets("Angle_Global").Cells(2 + Cells(2 + (i -
1) * 24, 2), j + 3)))
            Cells(22 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
            Cells(23 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Angle_Global").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), j + 3)
        Next
        For j = 1 To nb_raie
            Cells(18 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
            Cells(19 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Amplitude_Globale").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), 2 +
j)
        Next
        Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "raie n°"
        Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "amplitude en dBA"
        Cells(22 + (i - 1) * 24, 5) = "Tetha en °"
        With Range("A" & i * 24 & ":BC" & i *
24).Borders(xlEdgeTop)
            .Weight = xlThick
        End With
        createChart (i)
    Next
Else
    If CritereActuel = 1 Then
        For i = 1 To (Application.Min(resultat ^ 2, nb_cas ^ 2)) ^
0.5
            For j = 1 To pales - 1

```

```

        Cells(1 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Cos(Application.Radians(Worksheets("Angle_Local").Cells(2 + Cells(2 + (i -
1) * 24, 2), j + 3)))
        Cells(2 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Sin(Application.Radians(Worksheets("Angle_Local").Cells(2 + Cells(2 + (i -
1) * 24, 2), j + 3)))
        Cells(22 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
        Cells(23 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Angle_Local").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), j + 3)
    Next
    For j = 1 To nb_raie
        Cells(18 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
        Cells(19 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Amplitude_Locale").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), 2 + j)
    Next
    Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "raie n°"
    Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "amplitude en dBA"
    Cells(22 + (i - 1) * 24, 5) = "Tetha en °"
    With Range("A" & i * 24 & ":BC" & i *
24).Borders(xlEdgeTop)
        .Weight = xlThick
    End With
    createChart (i)
Next
Else
    For i = 1 To (Application.Min(resultat ^ 2, nb_cas ^ 2)) ^
0.5
        For j = 1 To pales - 1
            Cells(1 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Cos(Application.Radians(Worksheets("Angle_Approché").Cells(2 + Cells(2 + (i
- 1) * 24, 2), j + 3)))
            Cells(2 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Sin(Application.Radians(Worksheets("Angle_Approché").Cells(2 + Cells(2 + (i
- 1) * 24, 2), j + 3)))
            Cells(22 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
            Cells(23 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Angle_Approché").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), j + 3)
        Next
        For j = 1 To nb_raie
            Cells(18 + (i - 1) * 24, 5 + j) = j
            Cells(19 + (i - 1) * 24, 5 + j) =
Worksheets("Amplitude_Approchée").Cells(2 + Cells(2 + (i - 1) * 24, 2), 2 +
j)
        Next
        Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "raie n°"
        Cells(18 + (i - 1) * 24, 5) = "amplitude en dBA"
        Cells(22 + (i - 1) * 24, 5) = "Tetha en °"
        With Range("A" & i * 24 & ":BC" & i *
24).Borders(xlEdgeTop)
            .Weight = xlThick
        End With
        createChart (i)
    Next
End If
End If

End Sub

Sub createChart(x)

```

*'on sélectionne points (X_pale, Y_pale) et on trace un graphique.
Celui-ci indiquera les lieux des pales*

```
Range("E" & ((x - 1) * 24) + 1).Select
Selection.CurrentRegion.Select
myrange = Selection.Address
mysheetname = ActiveSheet.Name
ActiveSheet.ChartObjects.Add(350, 360 * (x - 1), 250, 250).Select
ActiveChart.ChartWizard _
    Source:=Sheets(mysheetname).Range(myrange), _
    Gallery:=xlLine, Format:=4, PlotBy:=xlRows, _
    CategoryLabels:=1, SeriesLabels:=1, HasLegend:=0, _
    Title:="Lieux des pales", CategoryTitle:="", _
    ValueTitle:="", ExtraTitle:=""
ActiveChart.ChartType = xlXYScatter
ActiveChart.Axes(xlValue).MinimumScale = -1
ActiveChart.Axes(xlValue).MaximumScale = 1
ActiveChart.Axes(xlCategory).MinimumScale = -1
ActiveChart.Axes(xlCategory).MaximumScale = 1
ActiveChart.Axes(xlCategory).HasMinorGridlines = False
ActiveChart.Axes(xlCategory).HasMajorGridlines = False
```

'on sélectionne les amplitudes pour montrer le spectre

```
Range("E" & (x - 1) * 24 + 18).Select
Selection.CurrentRegion.Select
myrange = Selection.Address
mysheetname = ActiveSheet.Name
ActiveSheet.ChartObjects.Add(600, 360 * (x - 1), 500, 250).Select
ActiveChart.ChartWizard _
    Source:=Sheets(mysheetname).Range(myrange), _
    Gallery:=xlLine, Format:=4, PlotBy:=xlRows, _
    CategoryLabels:=1, SeriesLabels:=1, HasLegend:=0, _
    Title:="Spectre", CategoryTitle:="n° raie", _
    ValueTitle:="dBA", ExtraTitle:=""
ActiveChart.ChartType = xlColumnClustered
```

End Sub

Annexe 2 - Signaux temporels de la pression acoustique de roues à pales régulièrement espacées

Les mesures ont été réalisées sur des roues à 2, 4, 6, 8, 10, 12 et 14 pales dans le deuxième banc d'essais (Cf. 5.3.6.3). Les courbes de pression acoustiques sont obtenues en effectuant une moyenne de 50 signaux synchronisés.

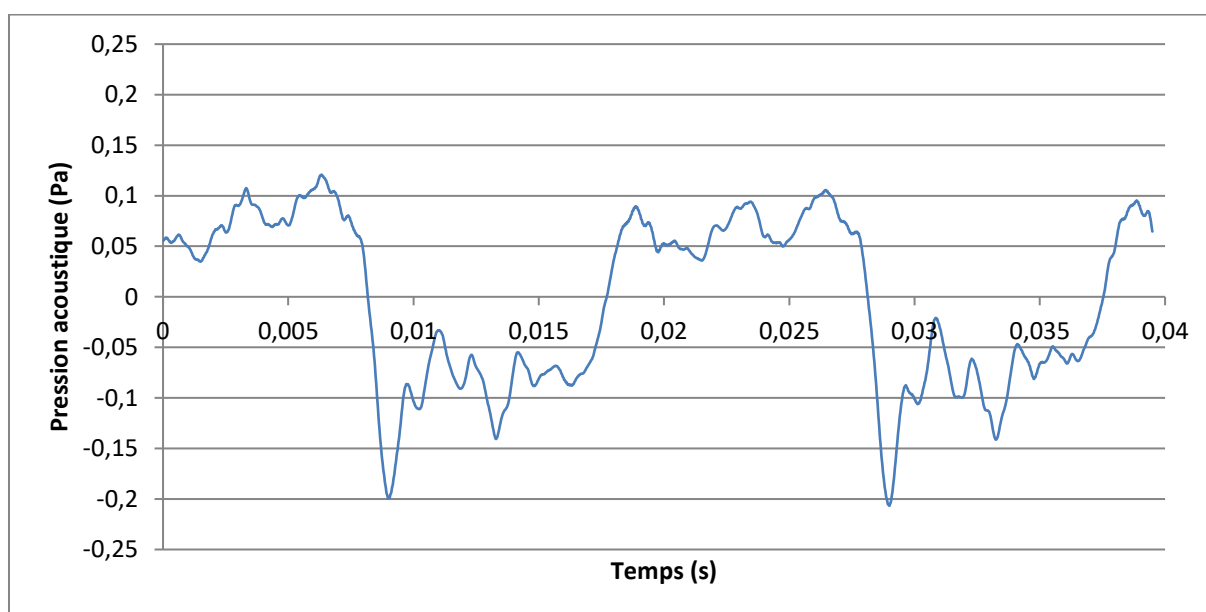


Figure Annexe 2-1 : Pression acoustique sur un tour de roue à 2 pales

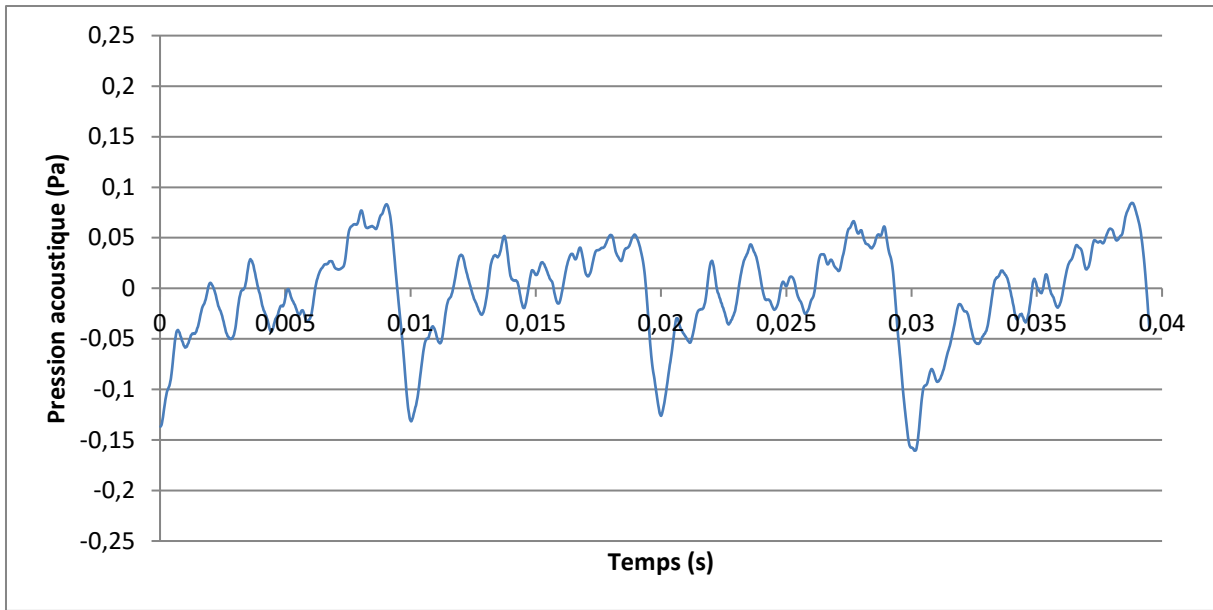


Figure Annexe 2-2 : Pression acoustique sur un tour de roue à 4 pales

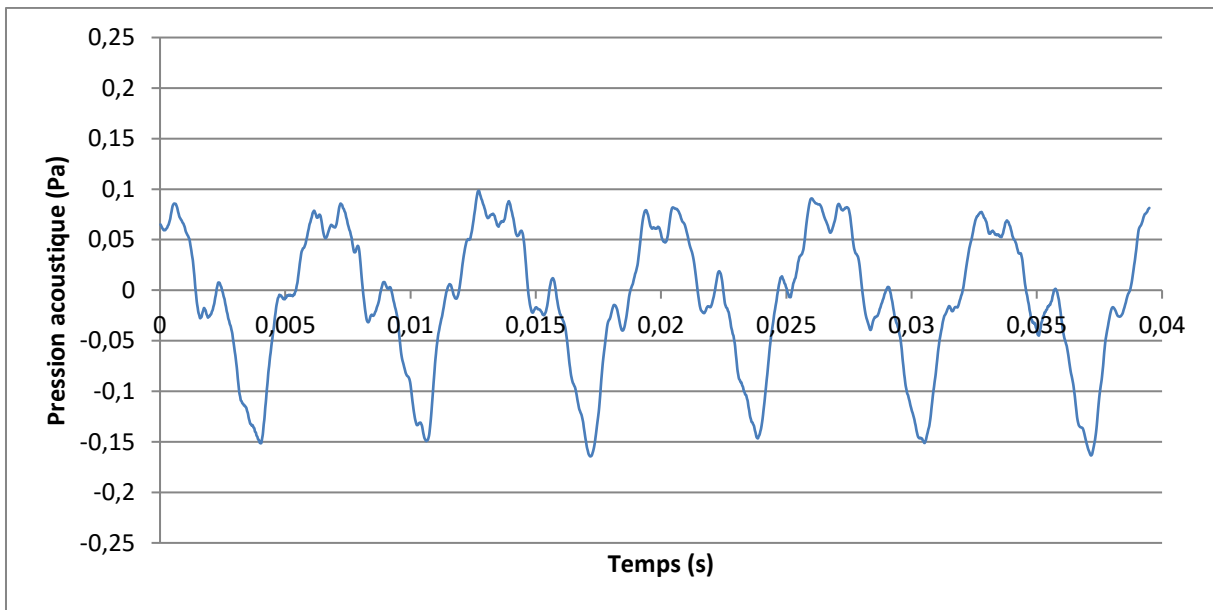


Figure Annexe 2-3 : Pression acoustique sur un tour de roue à 6 pales

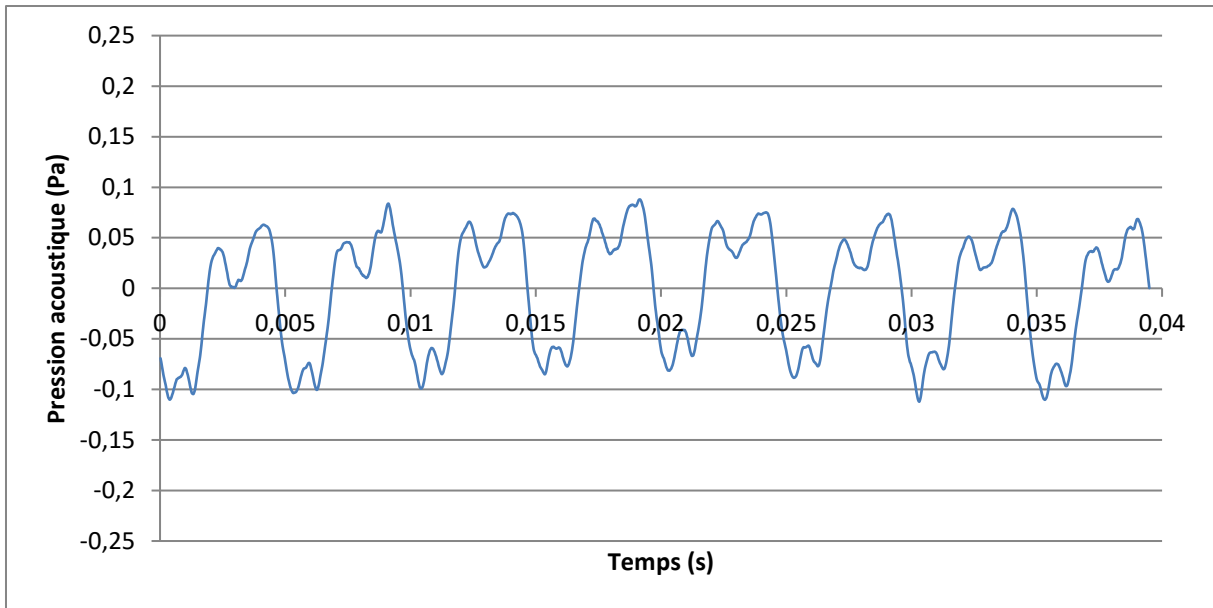


Figure Annexe 2-4 : Pression acoustique sur un tour de roue à 8 pales

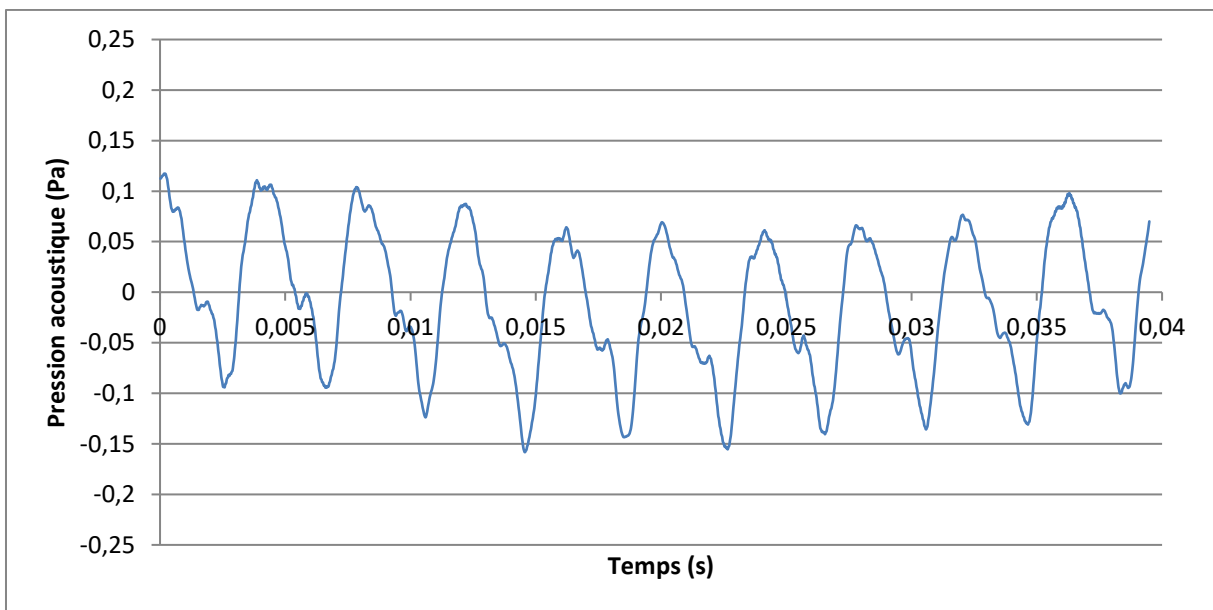


Figure Annexe 2-5 : Pression acoustique sur un tour de roue à 10 pales

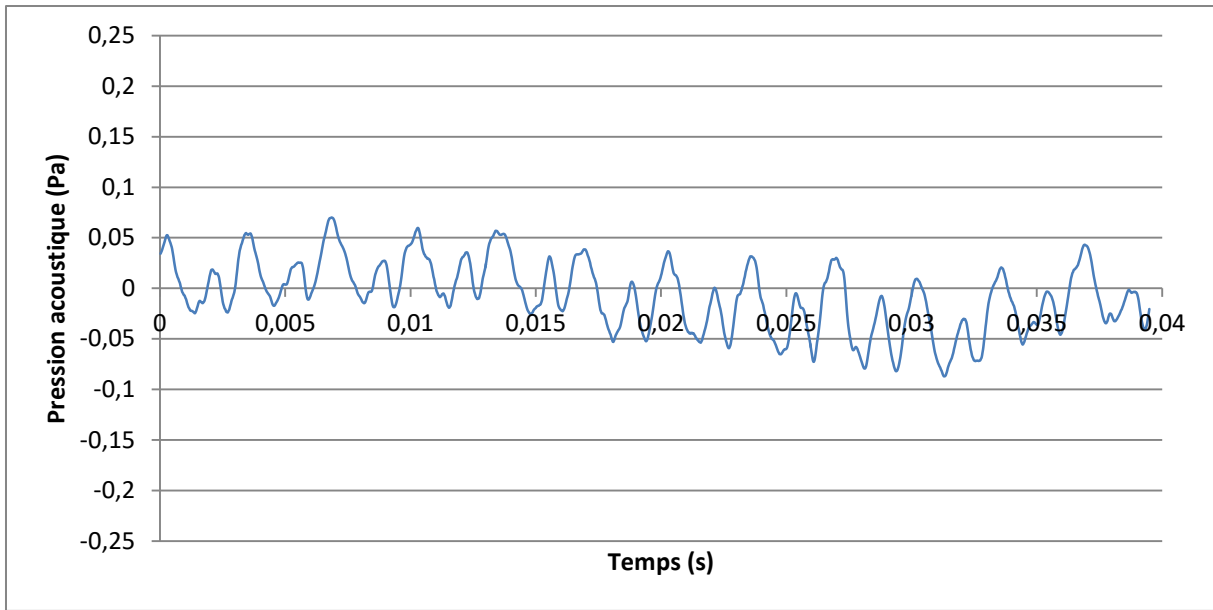


Figure Annexe 2-6 : Pression acoustique sur un tour de roue à 12 pales

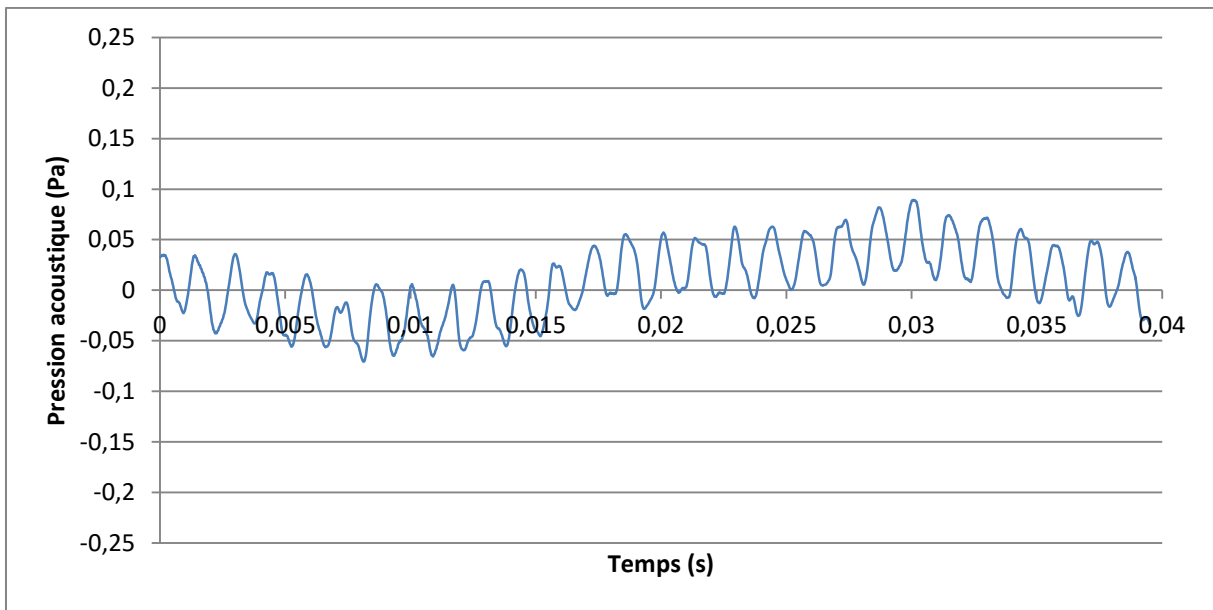


Figure Annexe 2-7 : Pression acoustique sur un tour de roue à 14 pales

Acoustique des chaudières hybrides : optimisation et contrôle par une approche qualité sonore

RESUME : Les constructeurs se préoccupent de plus en plus du bruit généré par leurs produits, que ce soit dans le domaine de l'automobile, de l'aéronautique ou récemment de l'électroménager, à cause des réglementations beaucoup plus strictes en termes de niveau sonore. Mais au-delà du bruit, la demande des utilisateurs ou de la population, concerne encore davantage la qualité sonore.

Dans l'équipement électroménager, la chaudière hybride innovante développée par **e.i.m. leblanc** est un produit très intéressant sur le plan énergétique, puisqu'à la chaudière à gaz à condensation est associée une pompe à chaleur dans un encombrement réduit. Cette dernière a un coefficient de performance de 3,7 (3,7 kW/h fourni pour une consommation d'1kW/h électrique), elle permet ainsi une grande économie sur la facture de l'utilisateur.

Cependant, son niveau sonore élevé empêche son installation dans des pièces de vie, comme la cuisine, limitant ainsi la conquête d'un plus vaste marché. Il faudrait que son bruit soit environ 40 fois moins fort pour répondre au niveau réglementaire. La conception d'une nouvelle génération de chaudière hybride a été l'occasion de lancer cette étude visant non seulement à réduire le niveau sonore, mais également à sculpter le son, afin de le rendre moins gênant.

Une nouvelle approche, appelée Acoustique Prévisionnelle des SYstèmes Dynamiques (APSYD), a été utilisée et a servi de fil conducteur à notre étude. Elle permet de prendre en compte les critères acoustiques, vibratoires et également ceux de la qualité sonore, très en amont dans la conception d'un produit, ce qui évite de coûteuses modifications, ou même le rejet du produit fini, s'il est jugé trop bruyant.

Dans ce travail de thèse, des mesures acoustiques et vibratoires sur les chaudières hybrides existantes ont été réalisées et analysées pour identifier les modifications optimales susceptibles de diminuer le bruit. Des solutions ont été proposées et leurs effets ont été évalués par des mesures. Le niveau sonore réglementaire a été atteint avec les dispositions que nous avons proposées.

Pour intégrer la composante qualité sonore dans la conception, des tests d'écoute ont été réalisés pour identifier la cible sonore de la nouvelle chaudière hybride. Des analyses statistiques (ACP, AFC, ANOVA) ont permis de faire ressortir les paramètres qui interviennent, parfois de manière très fine, sur le ressenti sonore. Nous avons également testé l'effet de

l'insertion d'une sonorité musicale et nous avons trouvé une corrélation entre l'agrément du bruit de l'appareil et ce paramètre.

Ce constat a orienté la thèse vers le développement d'une méthode originale permettant de définir les paramètres physiques d'un ventilateur pour qu'il génère une sonorité musicale donnée. Pour cela, nous avons proposé une nouvelle démarche semi-expérimentale permettant de prédire le spectre de raies d'une roue, et employé un algorithme d'optimisation, afin de rechercher les paramètres géométriques optimaux de la roue. Cette nouvelle méthode permet plus largement de sculpter le son tonal d'un ventilateur.

Mots clés : Acoustique, qualité sonore, bruit, ventilateur

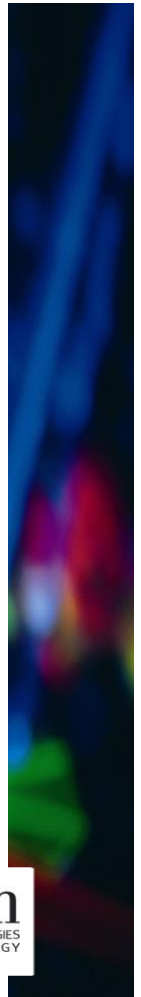
Acoustics of Hybrid Boilers: Optimization and Control by Sound Quality Approach

ABSTRACT : Manufacturers are more and more concerned with noise made by their products, whether it is in car, in aeronautics or recently in home appliances industry, because of much more restricting regulations concerning noise level. But beyond noise, users and population's demand is more about sound quality.

Among domestic equipment, the innovate hybrid boiler developed by **e.i.m. leblanc** is an interesting product energetically speaking, as the condensing gas boiler is combined with a heat pump in a limited space. The performance coefficient of the heat pump is 3.7 (3.7 kW/h provided for an electric consumption of 1kW/h), thus inducing large savings on users' bills.

However, its high noise level prevents its installation in living spaces, such as kitchen, restricting the conquest of a larger market. His noise should be 40 times lower to meet regulatory level. The design of a new generation of hybrid boiler has been the opportunity to start this study aiming not only to reduce noise level, but also to carve sound to make it less annoying.

A new approach, called Projected Acoustics of Dynamic Systems (PADS), has been used and has acted as a thread for our study. It takes into account acoustic, vibrating criteria and also those from sound quality, well upstream from product design stage, which avoids expensive modifications, or even rejection of the finished product, if he is considered noisy.



Acoustic and vibration measurements are carried out on existing hybrid boilers and are analyzed in order to identify optimal modifications that may reduce noise. Solutions have been suggested and their effects have been evaluated by measurements. The regulatory noise level has been reached with suggested measures.

To integrate sound quality component into design, listening tests have been carried out to identify the sound target of the new hybrid boiler. Statistical analysis (PCA, FCA, Variance Analysis) aim at bringing out parameters that impact on noise perception, sometimes very subtly. We have also tested the effect of the integration of musical tone and we found out a correlation between noise pleasantness and this parameter.

This observation has concentrated this thesis on the development of an original method that can define the physical parameters of a fan so it makes a given musical tone. To do so, we have suggested a new semi-experimental approach that can predict line spectrum of a fan, and we have used an optimization algorithm, in order to find the optimum geometrical parameters. This new method can more generally be used to curve tonal noise of a fan.

Keywords : Acoustics, Sound Quality, Noise, Fan

