



**HAL**  
open science

# Contribution à la modélisation d'un turbocompresseur automobile et sa caractérisation acoustique

Isaac Jaimes

► **To cite this version:**

Isaac Jaimes. Contribution à la modélisation d'un turbocompresseur automobile et sa caractérisation acoustique. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2017. Français. NNT : 2017ENAM0045 . tel-01813399

**HAL Id: tel-01813399**

**<https://pastel.hal.science/tel-01813399>**

Submitted on 12 Jun 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

# THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

**Spécialité " Mécanique-Matériaux "**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Isaac Leví JAIMES MARISCURRENA**

le 14 décembre 2017

## **Contribution à la modélisation d'un turbocompresseur automobile et sa caractérisation acoustique**

Directeur de thèse : **Jacques CHARLEY**

### **Jury**

**M. Mohamed-Ali HAMD**I, PU, UMR7337, UTC Compiègne  
**M. Jean-Michel VILLE**, PU émérite, UMR7337, UTC Compiègne  
**M. Philippe LECLAIRE**, PU, EA1859, ISAT Nevers  
**M. Stéphane GUILAIN**, Ingénieur, Groupe Renault  
**Mme. Sophie SIMONET**, MdC, FRE 3723, Arts et Métiers ParisTech Lille  
**M. Jacques CHARLEY**, MdC, FRE 3723, Arts et Métiers ParisTech Lille

Président  
Rapporteur  
Rapporteur  
Examineur  
Examineur  
Examineur

**T  
H  
È  
S  
E**



# Sommaire

<b>SOMMAIRE.....</b>	<b>I</b>
<b>NOMENCLATURE .....</b>	<b>V</b>
<b>LISTE DES FIGURES .....</b>	<b>VIII</b>
<b>LISTE DES TABLEAUX.....</b>	<b>X</b>
<b>REMERCIEMENTS .....</b>	<b>XI</b>
<b>CHAPITRE 1 : INTRODUCTION.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 Introduction.....</b>	<b>3</b>
1.1.1 Le contexte industriel.....	3
1.1.2 Le CRITTM2A.....	4
1.1.3 Organisation du mémoire .....	4
<b>1.2 Les ondes planes dans les conduits.....</b>	<b>5</b>
1.2.1 La pression acoustique dans les conduits.....	5
1.2.2 La vitesse acoustique dans les conduits.....	6
1.2.3 L'intensité acoustique dans les conduits .....	7
1.2.4 Prise en compte de l'atténuation et de l'écoulement.....	8
1.2.5 La plage de fréquences du modèle d'ondes planes .....	9
<b>1.3 Le turbocompresseur .....</b>	<b>10</b>
1.3.1 Introduction au turbocompresseur .....	10
1.3.2 Calculs thermodynamiques sur la cartographie compresseur .....	14
1.3.3 Les essais de performance sur banc turbocompresseur .....	15
<b>CHAPITRE 2 : ETAT DE L'ART SUR LES MESURES ACOUSTIQUES DANS LES CONDUITS DU TURBOCOMPRESSEUR.....</b>	<b>19</b>
<b>2.1 La méthode des deux capteurs (TMM «Two Microphone Method » .....</b>	<b>21</b>
<b>2.2 La recherche au « Royal Institut of Technology » (KTH) .....</b>	<b>23</b>
<b>2.3 La recherche à l'université Polytechnique de Valence .....</b>	<b>26</b>
<b>2.4 Autres travaux.....</b>	<b>27</b>
<b>2.5 Conclusions de l'état de l'art et innovations dans cette thèse.....</b>	<b>28</b>
<b>CHAPITRE 3 : BEAMFORMING.....</b>	<b>31</b>
<b>3.1 Introduction et méthode.....</b>	<b>33</b>
3.1.1 Principe .....	33

3.1.2	Formation de voies LCMV.....	39
3.1.3	Formation de voies DS .....	40
3.1.4	Comparaison DS et LCMV.....	40
3.2	Validation numérique.....	43
3.3	Validation expérimentale .....	45
3.3.1	Comparaison avec un capteur Microflowm.....	45
3.3.2	Validation avec une chambre d'expansion simple en présence d'écoulement.....	47
<b>CHAPITRE 4 : CARACTERISATION ACOUSTIQUE PASSIVE .....</b>		<b>51</b>
4.1	Introduction.....	53
4.1.1	Principe .....	53
4.2	Théorie.....	53
4.2.1	La perte par transmission (Transmission Loss-TL) .....	53
4.2.2	Les matrices caractéristiques .....	54
4.2.3	Résolution des matrices.....	57
4.3	Validation sur une géométrie simple.....	61
4.3.1	Solution analytique de la chambre d'expansion .....	62
4.3.2	Simulations chambre d'expansion .....	64
4.3.3	Essais sur une chambre d'expansion .....	66
4.4	Applications au turbocompresseur : simulations.....	68
4.4.1	Retro ingénierie sur le turbocompresseur K04.....	68
4.4.2	Validation de la géométrie par analyse modale expérimentale .....	71
4.4.3	Simulations sur turbocompresseur statique .....	72
4.5	Applications au turbocompresseur : essais.....	73
4.5.1	Essais sur turbocompresseur statique.....	73
4.5.2	Caractérisation des terminaisons anéchoïques .....	78
4.5.3	Modèles d'estimation du TL d'un turbocompresseur en fonctionnement .....	79
4.5.4	Essais sur turbocompresseur en fonctionnement .....	83
<b>CHAPITRE 5 : CARACTERISATION ACOUSTIQUE ACTIVE.....</b>		<b>89</b>
5.1	Introduction.....	91
5.2	Calcul de l'intensité et puissance acoustique .....	91
5.3	Caractérisation active d'un compresseur d'un turbocompresseur .....	92
5.3.1	Essais sur banc turbo .....	92
5.3.2	Essais sur banc moteur.....	97
5.3.3	Essais sur véhicule.....	100
<b>CHAPITRE 6 : CONCLUSIONS .....</b>		<b>107</b>
6.1	Conclusion .....	107
6.2	Perspectives .....	108

6.2.1	Utilisation du beamforming pour la détection du pompage .....	108
6.2.2	Calcul de la puissance acoustique au-delà du domaine des ondes planes.....	112
<b>REFERENCES .....</b>		<b>113</b>
<b>ANNEXES .....</b>		<b>B</b>
A1 :	Article présenté à la conférence « Automotive NVH Comfort 2016 » organisé par la SIA au Mans ....	D
A2 :	Article présenté au « Congrès Français de Mécanique, Lille 2017 ».....	E
A3 :	Logiciel de post traitement de mesures dans les conduits .....	H
A4 :	Courbes d'étalonnage de la sonde p-u .....	L



# Nomenclature

## *Grandeurs acoustiques*

$p$	Pression acoustique (composant d'onde plane) (Pa)
$u$	Vitesse acoustique (m/s)
$Q$	Débit acoustique (m <sup>3</sup> /s)
$c_0$	Vitesse du son (m/s)
$\rho_0$	Masse volumique de l'air dans la section (kg/m <sup>3</sup> )
$t$	Variable de temps (s)
$\tau$	Délai temporel (s)
$x$	Variable d'espace (m)
$j$	Unité imaginaire
$\omega$	Fréquence angulaire (1/s)
$k$	Nombre d'onde (m)
$\alpha$	Coefficient d'atténuation viscothermique (-)
$\nu$	Viscosité cinématique de l'air (m <sup>2</sup> /s)
$r$	Rayon du conduit (m)
$\gamma$	Coefficient de Laplace (-)
$Pr$	Nombre de Prandtl (-)
$I$	Intensité acoustique (W/m <sup>2</sup> )
$W$	Puissance acoustique (W)
$L_W$	Puissance acoustique en dB
$U$	Vitesse de l'écoulement (m/s)
$M$	Nombre de Mach de l'écoulement (-)
$f_c$	Fréquence de coupure du conduit (Hz)
$R$	Coefficient de réflexion (-)
$d$	Distance entre les capteurs (m)
$G_{12}$	Interspectre entre les signaux des capteurs 1 et 2 (Pa <sup>2</sup> )
$G_{11}$	Autospectre du capteur 1 (Pa <sup>2</sup> )
$P$	Pression acoustique dans une section (Pa)

$S$	Surface d'une section de conduit ( $m^2$ )
$s$	Pression d'une source acoustique (Pa)
$J$	Variance
$R_{xx}$	Matrice de corrélation
$E$	Erreur
$w$	Vecteur poids
$a$	Vecteur de pointage
$A$	Matrice de pointage
$I$	Intensité acoustique (vecteur) ( $W/m^2$ )
$u$	Vitesse acoustique (vecteur) (m/s)

### *Indices et symboles*

$\hat{X}$	Nombre complexe
$X^*$	Complexe conjugué
$X^+$	Dans le sens positif
$X^-$	Dans le sens négatif
$X_i$	Relatif à l'entrée compresseur
$X_o$	Relatif à la sortie compresseur
$X_1$	Relatif au capteur numéro 1
$X_2$	Relatif au capteur numéro 2
$X_3$	Relatif au capteur numéro 3
$X_\theta$	Relatif à la direction d'arrivée $\theta$
$E\{X\}$	Espérance mathématique

### *Grandeurs thermodynamiques*

Pour l'indice  $n$  :  $n = 1$  relatif à l'entrée compresseur,  $n = 2$  relatif à la sortie compresseur.

$\Pi_{tt,c}$	Rapport de compression compresseur (-)
$p_{tn}$	Pression totale (Pa)
$p_0$	Pression ambiante (Pa)

$p_n$	Pression statique
$T_{tn}$	Température totale (K)
$T_n$	Température (K)
$c_{pn}$	Chaleur massique de l'air à pression constante (J/kg/K)
$R$	Constante molaire spécifique de l'air (J/kg/K)
$U_n$	Vitesse de l'écoulement (m/s)
$\dot{m}_c$	Débit massique (kg/s)
$\rho_n$	Masse volumique de l'air (kg/m <sup>3</sup> )
$S_n$	Aire de la section du conduit (m <sup>2</sup> )
$\dot{m}_{c,corr,T}$	Débit massique corrigé (kg/s)
$p_{ref}$	Pression de référence pour la correction de débit (Pa)
$T_{ref,C}$	Température de référence pour la correction de débit (K)
$N$	Vitesse de rotation du compresseur (tour/minute)
$N_{c,corr}$	Vitesse de rotation corrigée du compresseur (tour/minute)

### *Acronymes*

CRITTM2A Centre de Recherche, d'Innovation Technique et Technologique en Moteurs et Acoustique Automobile

DS	Delay and Sum
LCMV	Linearly Constrained Minimum Variance
TL	Transmission Loss
SIL	Sound Intensity Level
DSP	Densité Spectrale de Puissance
EF	Eléments Finis

# Liste des Figures

Figure 1 : Hypothèse d'onde plane : vue de coupe d'un conduit à section circulaire.....	5
Figure 2 : Vue en coupe d'un turbocompresseur (Techniques de l'ingénieur) .....	10
Figure 3 : Palier fluide flottant pour application turbocompresseur automobile [58] .....	11
Figure 4 : Position du turbocompresseur dans un moteur automobile (Techniques de l'ingénieur) ...	12
Figure 5 Exemple d'une cartographie d'un champ compresseur.....	13
Figure 6: Schéma de principe d'un banc turbocompresseur de type « gas stand ».....	16
Figure 7: Mesure de température par thermocouples K.....	16
Figure 8: Mesure de pression statique dans les conduits.....	17
Figure 9: Mesure du débit d'air compresseur .....	17
Figure 10: Mesure de la vitesse de rotation du compresseur.....	18
Figure 11: Mesure de pression acoustique .....	18
Figure 12 : Configuration pour la mesure d'intensité dans les conduits avec deux capteurs.....	21
Figure 13: Banc de caractérisation acoustique KTH ([29]) .....	25
Figure 14: Principe du beamforming .....	34
Figure 15 : Formation de voies avec trois capteurs alignés .....	35
Figure 16 : Dispositif expérimental pour comparer les deux stratégies beamforming .....	41
Figure 17 : Décomposition des ondes planes dans le conduit .....	42
Figure 18 : Résultats d'intensité et du coefficient de réflexion.....	42
Figure 19: Erreur relative du beamforming par rapport à la méthode des deux capteurs.....	43
Figure 20 : Vue d'ensemble du domaine modélisé et de la localisation des capteurs de pression et intensité (60775 nœuds, 8 éléments par longueur d'onde à la fréquence maximum). .....	44
Figure 21 : Résultats d'intensité numériques.....	44
Figure 22: Erreur relative en intensité par rapport à la référence .....	45
Figure 23 : Schéma et photos de l'expérience .....	45
Figure 24 : Comparaison des résultats d'intensité expérimentaux .....	46
Figure 25: Erreur relative des deux méthodes par rapport au capteur référence .....	47
Figure 26: Géométrie de la chambre d'expansion simple .....	47
Figure 27: Dispositif expérimental pour validation du Beamforming.....	48
Figure 28: Résultats de TL en fonction du nombre de Mach .....	49
Figure 29: Erreur relative des deux méthodes en fonction du nombre de Mach .....	49
Figure 30: Composantes des ondes planes dans les conduits d'entrée et sortie d'un système acoustique .....	54
Figure 31: Configuration 1 : Entrée vers sortie.....	55
Figure 32 : Méthode des deux cas de charge.....	60
Figure 33: Méthode des deux cas d'excitation.....	60
Figure 34: Résultats de TL d'un atténuateur automobile. ....	61
Figure 35 : Influence de différents paramètres sur le TL d'une chambre d'expansion .....	64
Figure 36: Vues globales des simulations EF des chambres d'expansion .....	65
Figure 37: Résultats de TL pour les simulations EF .....	66
Figure 38: Dispositif expérimental pour les chambres d'expansion.....	67
Figure 39 : Résultats expérimentaux de TL pour les chambres d'expansion .....	67
Figure 40: Comparaison essais, simulation et calcul analytique pour la chambre de longueur de 1m et $M=0.3$ .....	68
Figure 41: Usinage des roues du turbo. Gauche : Compresseur. Droite : Turbine. ....	69

Figure 42 : Processus de scan des aubes (bas) et résultat (haut) .....	69
Figure 43: Détails du maillage des modèles des aubes compresseur .....	70
Figure 44: Construction de la volute compresseur autour de la roue .....	70
Figure 45 : Dispositif expérimental pour les analyses modales.....	71
Figure 46 : Vue globale et détails des modèles EF pour le calcul de TL tu compresseur K04 .....	73
Figure 47: Dispositif expérimental de mesure du TL .....	74
Figure 48 : Résultats de TL simulé et mesuré. Haut : entrée vers sortie. Bas. Sortie vers entrée.....	74
Figure 49: Résultats de la matrice de diffusion .....	75
Figure 50 : Résultats de la matrice d'impédance .....	76
Figure 51: Résultats de la matrice de transfert .....	77
Figure 52 : Dispositif expérimental pour la caractérisation des terminaisons anéchoïques .....	78
Figure 53: Coefficients de réflexion des terminaisons anechoiques .....	79
Figure 54: Impédances d'entrée des terminaisons anechoiques .....	79
Figure 55: Cartographie compresseur K04.....	80
Figure 56: Résultats de la correction pour le sens entrée-sortie sur tous les points de la cartographie .....	81
Figure 57: Résultats de la correction pour le sens entrée-sortie sur les limites de pompage et de rendement.....	82
Figure 58: Résultats de la correction pour le sens sortie-entrée sur tous les points de la cartographie .....	82
Figure 59 : Résultats de la correction pour le sens sortie-entrée sur les limites de pompage et de rendement.....	83
Figure 60: Configuration A : Excitation en entrée compresseur .....	84
Figure 61: Configuration B : Excitation en sortie compresseur .....	84
Figure 62 : Dispositif expérimental pour la caractérisation passive d'un compresseur en fonctionnement : Gauche : Configuration A. Droite : Configuration B.....	85
Figure 63: Cartographie et points de mesure du TL .....	86
Figure 64 : Résultats de TL configuration A.....	86
Figure 65: Résultats de TL configuration A point 1.....	87
Figure 66: Résultats de TL configuration B.....	87
Figure 67: Résultats de TL configuration B point 1 .....	88
Figure 68: Dispositif expérimental pour la caractérisation active du turbo 3 .....	92
Figure 69 : Dispositif expérimental pour la caractérisation active du turbo 1 .....	94
Figure 70: Résultats de la caractérisation active (Plage 100Hz à 4000Hz) .....	95
Figure 71: Résultats de la caractérisation active (Plage 1000Hz à 3000Hz) .....	96
Figure 72: Dispositif expérimental sur banc moteur .....	97
Figure 73: Vitesses de rotation pendant une rampe pleine charge .....	98
Figure 74: Rampe turbo sur la cartographie compresseur .....	99
Figure 75: Puissance acoustique sur un point stabilisé, banc moteur et banc turbo .....	100
Figure 76 : Configuration moteur de série .....	101
Figure 77: Vitesses de rotation pendant une rampe pleine charge sur véhicule .....	101
Figure 78: Rampe turbo véhicule sur la cartographie compresseur.....	102
Figure 79: Configuration 1.....	102
Figure 80: Puissance acoustique-Configuration 1 .....	103
Figure 81: Configuration 2.....	104
Figure 82: Puissance acoustique-Configuration 2 .....	104
Figure 83: Configuration 3 .....	105
Figure 84: Puissance acoustique-Configuration 3 .....	105

Figure 85: Puissance acoustique-Avec et sans atténuateur .....	106
Figure 86: Les quatre branches des essais turbocompresseur.....	109
Figure 87: Cartographie compresseur et essais de pompage .....	109
Figure 88: Pressions acoustiques mesurées en entrée compresseur .....	110
Figure 89: Pression mesurée au capteur 1 et pression reconstituée à partir de la décomposition ....	111
Figure 90: Différence entre la pression reconstituée et la pression mesurée en fonction du temps .	111
Figure 91 : Montage des capteurs pour la mesure au-delà de la fréquence de coupure.....	112
Figure 92 : Interface utilisateur développée sous Matlab .....	J

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour les petites aubes compresseur .....	72
Tableau 2 : Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour les petites aubes compresseur .....	72
Tableau 3 : Caractéristiques des turbocompresseurs utilisés .....	93

# Remerciements

Je remercie tout d'abord M Alban MILLOT pour sa disponibilité, son écoute, tous ses conseils techniques, et surtout les rires que nous avons pu partager pendant mon temps dans l'équipe ACV du CRITTM2A. Je souhaite remercier ensuite M Jacques CHARLEY pour tous ses conseils et son encadrement du plus haut niveau scientifique, qui ont permis à cette thèse d'aboutir. Egalement, merci à M Andrea RINALDI pour sa contribution au montage du dossier et sa direction dans les premières étapes de cette thèse.

Je souhaite remercier ensuite tous les membres du jury qui m'ont fait l'honneur d'assister à ma soutenance, tout particulièrement aux rapporteurs M Philippe LECLAIRE et M Jean-Michel VILLE, dont les remarques ont contribué à améliorer la qualité de ce mémoire.

J'aimerais également remercier tous mes collègues et la direction du CRITTM2A pour tous les échanges aussi enrichissants humainement que techniquement : Nico et José pour leurs connaissances approfondies du turbo, Adrian, Cédric, le Dr Bertrand, Philippe et Arnaud, l'équipe des techs-à-tout (Laurent, Couz, les deux Juliens, Rémi, les deux Pascal, Olivier, Thomas, ...) et tous ceux dont je n'ai pas la place pour citer le nom. Parmi mes collègues du CRITT je remercie particulièrement Capucine NAILI pour tous ses efforts et professionnalisme lors de la réalisation des essais présentés dans ces travaux.

Je remercie aussi toutes les personnes externes au CRITT qui ont contribué dans ma thèse : M. Philippe Zelmar du CEVAA pour la vibrométrie laser, M. Carpentier et M. Coorevits de l'ENSAM pour les géométries 3D, Vivien de l'AFM pour sa flexibilité, M Laurent CAPRON pour son support technique et ses conseils. Merci à mes stagiaires : Thomas, Clément, Ahmed et David à qui je souhaite tout le succès qu'ils méritent.

Pour finir, je pense forcément à ma famille : mes parents Esther et Edgardo qui m'ont donné l'opportunité de devenir ce que je suis aujourd'hui. Merci à mon frère Ismael et ma sœur Saraf pour leur amour et complicité malgré la distance.

Finalement je remercie surtout les deux femmes de ma vie : merci Elena pour éclairer et égayer nos vies comme toi seule sais le faire. Et merci à la personne sans qui je n'aurais jamais eu la motivation de réaliser cette thèse, qui a autant travaillé que moi pour obtenir ce résultat, qui a partagé toutes les galères autant que les succès pendant ces trois longues années, et qui me pousse à devenir meilleur : merci Estelle.



*« A turbo: exhaust gases go into the turbocharger and spin it, witchcraft happens, and you go faster. »*

*Jeremy Clarkson*



---

# Chapitre 1 : Introduction

---

Ce chapitre présente le contexte industriel dans lequel s'inscrit cette thèse. On introduit ensuite les bases théoriques du modèle d'ondes planes en conduites ainsi que les principales grandeurs acoustiques utilisées par la suite. Les équations sont alors étendues au cas de conduits avec écoulement. Une introduction générale sur les turbocompresseurs automobiles est faite, et on présente les calculs nécessaires à la caractérisation de leur performance. Finalement, on présente l'instrumentation utilisée lors des essais menés au cours de cette thèse.



# 1.1 Introduction

## 1.1.1 Le contexte industriel

Comme dans beaucoup de projets de recherche actuels dans l'industrie automobile, la principale motivation des constructeurs et équipementiers, pour développer des solutions innovantes est le respect de réglementations. Dans cette thèse, dont l'objet d'étude est les phénomènes vibratoires et acoustiques des turbocompresseurs, deux réglementations sont particulièrement concernées. La première est présentée par la référence [50], et concerne les émissions de CO et autres particules polluantes comme les NOx. Pour réduire les émissions de ces particules le turbocompresseur a joué un rôle primordial, au point de se généraliser à la grande majorité de véhicules légers commercialisés actuellement. L'idée est celle du « downsizing » : réduire la taille et le nombre de cylindres des moteurs pour en réduire la consommation et donc les émissions polluantes. Cependant, pour garder les mêmes niveaux de performance de couple et de puissance, les moteurs sont turbocompressés.

Parallèlement à la réglementation des émissions, il existe également des réglementations sur les émissions sonores des véhicules automobiles comme par exemple [51]. Ces normes imposent des seuils de niveaux acoustiques à respecter que ce soit en statique au ralenti ou au passage du véhicule, faute de quoi le véhicule n'a pas le droit d'être commercialisé dans l'espace européen. C'est ainsi qu'une des questions principales à laquelle ces travaux de recherche cherchent à répondre est : **quelle est la conséquence du turbocompresseur d'un point de vue acoustique pour un véhicule ?**

Deux approches globales peuvent être prises en compte pour caractériser le bruit généré par un turbocompresseur automobile. La première consiste à étudier le bruit rayonné par le turbocompresseur vers l'extérieur. La deuxième consiste à faire l'étude du bruit à l'intérieur des conduits qui acheminent l'air de l'atmosphère vers la chambre de combustion. C'est cette deuxième approche qui est développée dans ces travaux de recherche.

En effet, les départements vibrations et acoustiques des constructeurs automobiles (usuellement appelés NVH pour « Noise Vibration and Harshness ») s'occupent de caractériser et de réduire les phénomènes vibratoires et acoustiques dans les véhicules légers. En se plaçant au niveau du moteur, historiquement c'est en premier lieu le bruit à l'échappement qui a fait l'objet de nombreuses recherches, permettant ainsi de dimensionner les silencieux et résonateurs automobiles. En atténuant le bruit à l'échappement de manière significative, on se rend compte que le compresseur devient une source acoustique qui commence à contribuer de manière importante dans le bruit du moteur. Ceci est d'autant plus gênant que les fréquences de génération de bruit du compresseur sont relativement hautes (autour de 1kHz-3kHz) ce qui en fait une source plutôt gênante pour le confort. L'objectif des constructeurs et équipementiers est donc d'atténuer cette nouvelle source acoustique. Une deuxième question d'importance se pose : **quelle est l'amplitude et le contenu fréquentiel de la génération acoustique du compresseur dans les conduits du moteur ?** La connaissance de cette source permettra donc de dimensionner les atténuateurs nécessaires à la réduction du bruit du compresseur.

D'autre part, le turbocompresseur se comporte également comme un élément passif dans la ligne d'air d'admission dans le sens où, en plus de générer du bruit, il agit sur les ondes acoustiques générées par la combustion du moteur lui-même. Ce qui soulève une dernière question : **quelle est l'influence du turbocompresseur sur des ondes qui traversent le moteur ?**

### **1.1.2 Le CRITTM2A**

Le CRITTM2A est un centre d'essais dans le domaine de l'automobile avec 4 départements d'expertise :

- Centre d'Essais Turbocompresseur (CET)
- Centre d'essais moteurs (MOT)
- Acoustique et Vibrations (ACV)
- Centre d'Essais Electriques (C2E)

Les travaux de cette thèse, s'agissant d'un contrat CIFRE, ont été réalisés dans un contexte industriel, plus particulièrement au sein du département R&D du CRITTM2A SAS. Les travaux de thèse avaient plusieurs objectifs d'un point de vue industriel :

- Augmenter les collaborations de recherche internes au CRITTM2A en réalisant un projet commun entre les départements « Acoustique et Vibrations » et « Centre d'Essais Turbocompresseurs ».
- Renforcer et concrétiser la relation entre le CRITTM2A et Arts et Métiers ParisTech.
- Réaliser des publications et des présentations à l'international pour augmenter le rayonnement scientifique de l'entreprise.
- Répondre à des consultations de clients réelles sur la caractérisation d'éléments de ligne d'admission d'air dans les moteurs automobiles.
- Développer une nouvelle méthode de caractérisation acoustique au catalogue des essais réalisables au CRITTM2A.
- Créer un logiciel de post traitement dédié à la méthode développée.

### **1.1.3 Organisation du mémoire**

Ce mémoire est organisé par chapitres. Dans le premier une introduction générale de la problématique est exposée, ainsi que les bases théoriques de l'acoustique dans les conduits sous régime d'onde plane, ainsi que des bases pour l'étude des turbocompresseurs. Dans le deuxième chapitre, un état de l'art sur la caractérisation acoustique dans les conduits des turbocompresseurs est mené. Le troisième chapitre concerne la théorie de la méthode du beamforming (formation de voies en français), utilisée pour réaliser la décomposition des ondes planes dans les conduits, ainsi que des essais et des simulations de validation de la méthode. Le chapitre 4 est consacré à ce qu'on appellera la caractérisation acoustique passive, c'est-à-dire l'influence d'un système sur une onde qui le traverse, avec des applications au turbocompresseur. Le cinquième chapitre concerne cette fois la caractérisation acoustique active, qui concerne le bruit généré par un système lui-même. Le dernier chapitre

dresse les conclusions de cette étude et propose des voies de recherche qui restent ouvertes à la suite des travaux.

## 1.2 Les ondes planes dans les conduits

### 1.2.1 La pression acoustique dans les conduits

Dans cette thèse, une hypothèse de propagation d'ondes planes dans les conduits est faite. Ceci implique qu'on considère la pression acoustique  $p$  et la vitesse acoustique  $u$  comme constantes à un instant  $t$  sur une même section droite de la canalisation, ainsi ces deux grandeurs ne sont dépendantes que d'une seule variable d'espace caractérisant la position selon l'axe de la conduite. Cette hypothèse simplifie les équations de l'acoustique à une seule dimension spatiale, et limite l'étude à la plage de fréquences sur lesquelles cette hypothèse est vérifiée.

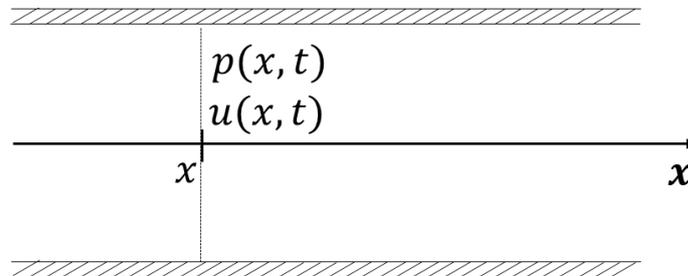


Figure 1 : Hypothèse d'onde plane : vue de coupe d'un conduit à section circulaire

L'équation d'onde dans ces conditions est [42] :

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 p(x, t)}{\partial x^2} = 0 \quad (1.2.1)$$

Où  $c_0$  représente la vitesse du son, donc la vitesse de propagation de l'onde dans le gaz (m/s). La variable  $p$  représente la pression acoustique (Pa) dont les fluctuations sont faibles par devant la pression moyenne ( $p \ll P_0$ ) conformément à l'acoustique linéaire ; et  $t$  et  $x$  respectivement les variables temporelle et spatiale. Si l'on considère en plus une propagation d'ondes harmoniques, la solution de l'équation (1.2.1) est de la forme :

$$p(x, t) = C_1 e^{j\omega\left(t - \frac{x}{c_0}\right)} + C_2 e^{j\omega\left(t + \frac{x}{c_0}\right)} \quad (1.2.2)$$

Où  $\omega$  est la fréquence angulaire liée à la fréquence  $f$  de l'onde  $\omega = 2\pi f$ .  $C_1$  et  $C_2$  sont des constantes liées à l'amplitude de l'onde. Introduisons maintenant la définition du nombre d'onde :

$$k = \frac{\omega}{c_0} \quad (1.2.3)$$

L'équation (1.2.2) peut alors être réécrite :

$$p(x, t) = e^{j\omega t} (C_1 e^{-jkx} + C_2 e^{+jkx}) \quad (1.2.4)$$

Il est désormais possible d'identifier deux parties de l'équation de pression dans le conduit. On peut définir une première partie qui correspond à une onde plane progressive harmonique (OPPH) se propageant dans le sens de l'axe  $x$  de la Figure 1 :

$$p^+(x, t) = e^{j\omega t} (C_1 e^{-jkx}) \quad (1.2.5)$$

Ensuite une deuxième partie correspondant à une OPPH se propageant dans le sens contraire :

$$p^-(x, t) = e^{j\omega t} (C_2 e^{+jkx}) \quad (1.2.6)$$

Nous pouvons donc dire que la pression en toute section du conduit est la somme d'une onde se propageant dans le sens positif et une onde se propageant dans le sens négatif :

$$p(x, t) = p^+(x, t) + p^-(x, t) \quad (1.2.7)$$

Ce résultat est la base des méthodes développées dans les chapitres suivants.

## 1.2.2 La vitesse acoustique dans les conduits

D'autre part, il est possible de lier la pression  $p$  à la vitesse acoustique  $u$  en tout point grâce à l'équation d'Euler linéarisée :

$$\rho_0 \frac{\partial u(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} = 0 \quad (1.2.8)$$

La quantité  $\rho_0$  correspond à la masse volumique du gaz ( $kg/m^3$ ). En injectant l'équation (1.2.7) dans l'équation (1.2.8) et en remplaçant les définitions des deux composantes de l'onde plane avec les équations (1.2.5) et (1.2.6), on peut obtenir l'expression de la vitesse acoustique en fonction des deux composantes de l'onde plane :

$$u(x, t) = \frac{1}{\rho_0 c_0} (p^+(x, t) - p^-(x, t)) \quad (1.2.9)$$

Il est important de distinguer les trois notions différentes de vitesse qui interviennent dans la propagation d'ondes acoustiques :

- $c_0$  : correspondant à la vitesse du son dans le milieu, il s'agit de la vitesse de propagation de **l'onde** acoustique.
- $u$  : correspondant à la vitesse acoustique, est la vitesse des **particules** d'air générée par la vibration de ces particules autour d'une position d'équilibre lors du passage de l'onde acoustique. Si l'onde est harmonique, cette vitesse est donc alternative et de moyenne nulle dans le temps.
- $U$  : correspond à la vitesse du **fluide** par rapport à la canalisation, c'est donc la vitesse de l'écoulement du gaz qui est fonction de son débit. Dans les travaux de cette thèse on fait l'hypothèse d'un écoulement uniforme, cette vitesse est donc constante le long de la canalisation et sur une même section.

### 1.2.3 L'intensité acoustique dans les conduits

Comme nous pouvons voir par les équations (1.2.7) et (1.2.9), la pression et vitesse acoustiques sont dépendantes de la variable d'espace tout le long de la canalisation. Pour caractériser un système acoustique dans les conduits d'admission, il peut être intéressant d'accéder à une grandeur qui ne dépendrait pas de la position dans le conduit, caractérisant de façon plus générale le système. Une grandeur répondant à ce critère est l'intensité acoustique, qui correspond à un flux de puissance acoustique par unité de surface. Dans [17], [18] et [19] l'auteur fait une présentation de l'intensité acoustique et démontre qu'elle caractérise la variation d'énergie d'un volume élémentaire, ce qui en fait bien un flux de puissance acoustique. L'intensité est une grandeur vectorielle, définie comme la moyenne temporelle du produit de la pression par la vitesse acoustique. Elle peut être calculée par l'équation (1.2.10):

$$\mathbf{I} = \overline{p(t)\mathbf{u}(t)} \quad (1.2.10)$$

Les caractères en gras rendent compte du caractère vectoriel de l'intensité acoustique et de la vitesse acoustique. Dans le cas d'onde plane, la direction de propagation des ondes est normale aux sections droites, avec un sens positif ou négatif, défini par l'axe du conduit (cf. figure 1). La puissance acoustique s'obtient par intégration sur une surface  $S$  (dans notre cas définie par la section du conduit d'admission), elle peut être calculée par:

$$W = \int_S \mathbf{I} \cdot d\mathbf{S} \quad (1.2.11)$$

En injectant les équations (1.2.7) et (1.2.9) dans l'équation (1.2.10) on obtient l'intensité acoustique dans le conduit en fonction des deux composantes planes de l'onde acoustique :

$$I = I^+ - I^- = \frac{1}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 - |p^-|^2) \quad (1.2.12)$$

Cette expression cependant ne tient pas compte de l'atténuation de l'onde acoustique le long du conduit ni d'un éventuel écoulement dans celui-ci. Ces corrections sont introduites dans le paragraphe suivant.

#### 1.2.4 Prise en compte de l'atténuation et de l'écoulement

Comme montré par English dans [16], pour prendre en compte l'atténuation de l'onde se propageant dans le conduit, c'est le nombre d'onde  $k$  qui doit être modifié. D'après Kirchoff dans les travaux de Tijdeman [57], le nombre d'onde de l'équation (1.2.3) devient :

$$\hat{k} = k + \alpha(1 - j) \quad (1.2.13)$$

Ce nouveau nombre d'onde  $\hat{k}$  est donc complexe. Le coefficient  $\alpha$  de la formule (1.2.13) est appelé le coefficient d'atténuation viscothermique et traduit les pertes viscothermiques par frottements aux parois du conduit. Il existe plusieurs façons de le calculer. Dans [21] l'auteur fait une comparaison de quatre expressions différentes proposées par d'autres auteurs. Le calcul utilisé ici est celui de l'équation (1.2.14).

$$\alpha = \frac{1}{rc_0} \sqrt{\frac{\nu\omega}{2}} \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{Pr}} \right) \quad (1.2.14)$$

Dans ce calcul  $r$  est le rayon du conduit ( $m$ ),  $c_0$  la vitesse du son dans le milieu,  $\nu$  correspond à la viscosité cinématique du fluide (dans notre cas l'air),  $\gamma$  correspond au coefficient de Laplace (rapport des chaleurs massiques à pression et volume constants), et  $Pr$  est le nombre de Prandtl.

Finalement, il est important de tenir compte de la vitesse d'écoulement dans le fluide dans le conduit, puisque dans les applications industrielles très souvent les conduits sont utilisés pour acheminer un fluide. Dans notre cas, il s'agit d'acheminer l'air par les conduits d'admission au moteur. Dans [14], Davies propose une correction du nombre d'onde complexe pour tenir compte de l'écoulement, ceci sous forme du nombre de Mach  $M$  de l'écoulement. La correction qui en résulte est :

$$\hat{k}^+ = \frac{k + \alpha(1 - j)}{1 + M} \quad (1.2.15)$$

$$\hat{k}^- = \frac{k + \alpha(1 - j)}{1 - M} \quad (1.2.16)$$

Avec  $= \frac{U}{c_0}$ . Ces corrections du nombre d'onde sont arbitraires d'un point de vue du sens de l'écoulement. Ici on considère que la vitesse de l'écoulement  $U$  est de même sens que l'axe des abscisses positives selon la Figure 1. Dans le cas d'un écoulement en sens contraire, les définitions des équations (1.2.15) et (1.2.16) peuvent être inversées. Il s'agit donc d'une simple convention des sens positif et négatif. Comme démontré par Holland et Davies dans [36], en remplaçant ces nouveaux nombres d'onde dans les équations (1.2.5) et (1.2.6), l'expression de l'intensité acoustique devient :

$$I = \frac{1}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 (1 + M)^2 - |p^-|^2 (1 - M)^2) \quad (1.2.17)$$

Finalement la puissance acoustique totale dans le conduit en fonction des composantes de l'onde plane est :

$$W = \frac{S}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 (1 + M)^2 - |p^-|^2 (1 - M)^2) \quad (1.2.18)$$

## 1.2.5 La plage de fréquences du modèle d'ondes planes

Le modèle d'onde plane qui est utilisé est valide en basses fréquences d'où la notion de fréquence de coupure. D'une manière générale on peut appeler fréquence de coupure une fréquence à laquelle apparaît un changement du régime de propagation, les propriétés n'étant plus uniformes dans une section droite. Pour des fréquences plus élevées les modes acoustiques vont apparaître, en présentant des diamètres ou des cercles nœuds de pression. Ces modes sont obtenus par les fonctions de Bessel, solution de l'équation des ondes en coordonnées cylindriques. Ainsi dans notre cas nous sommes intéressés à la fréquence de coupure du conduit, celle qui correspond au premier mode acoustique ne respectant plus la définition d'onde plane.

Le coefficient 1.84 qu'on trouve classiquement dans l'expression de cette fréquence de coupure provient de l'une des racines des fonctions de Bessel utilisées pour le calcul des modes d'une conduite circulaire [42]

Mason [38] apporte une correction à cette expression de la fréquence de coupure dans le cas de présence d'écoulement :

$$f_c = \frac{1.84 c_0 \sqrt{(1 - M^2)}}{2\pi r} \quad (1.2.19)$$

La fréquence de coupure dépend donc du rayon du conduit (plus le rayon sera grand, plus la fréquence de coupure sera basse), de la vitesse du son et de la vitesse de l'écoulement. Au-

delà de cette fréquence les hypothèses des ondes planes ne sont plus vérifiées et d'autres approches doivent être utilisées pour mesurer la puissance acoustique.

## 1.3 Le turbocompresseur

### 1.3.1 Introduction au turbocompresseur

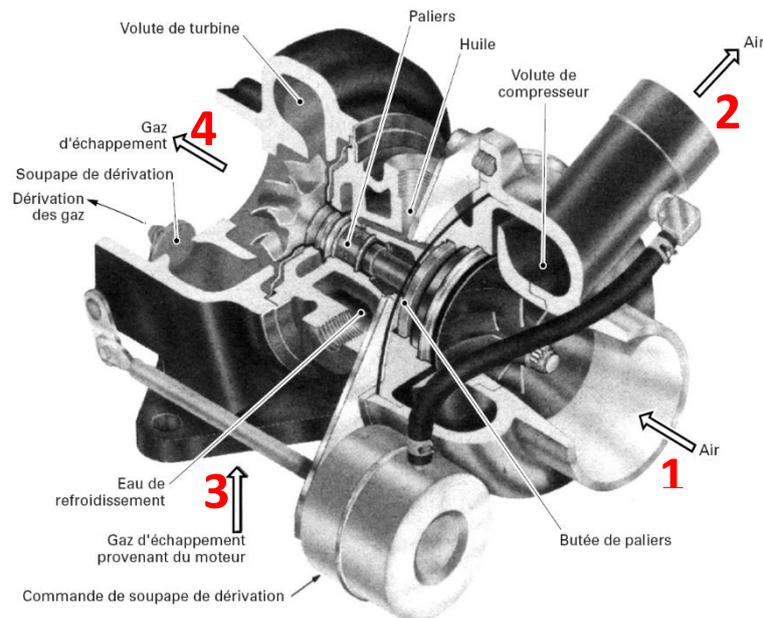


Figure 2 : Vue en coupe d'un turbocompresseur (Techniques de l'ingénieur)

D'une manière générale, les turbocompresseurs peuvent être décomposés en trois parties principales comme on voit sur la Figure 2 : un compresseur, une turbine et un ensemble central tournant ou CHRA pour « Center Housing Rotating Assembly » en anglais. Les gaz d'échappement provenant du collecteur d'échappement rentrent dans la volute de la turbine (3), ils arrivent radialement sur la turbine et sont expulsés vers l'échappement (4). Cette rotation de la turbine engendre une rotation de l'arbre central lié à son autre extrémité à la roue compresseur. Le compresseur aspire alors de l'air d'admission (1) de façon axiale, et le comprime dans la roue pour le faire sortir radialement (2). Cet air comprimé est alors acheminé vers la chambre de combustion.

La turbine est une turbine radiale centripète, les gaz d'échappement arrivant à la turbine à travers la volute. Elle est placée en aval du collecteur d'échappement du moteur, recevant ainsi les gaz d'échappement de tous les cylindres. Ces gaz d'échappement possèdent une grande énergie sous forme d'enthalpie du fait de leur pression et de la haute température après la combustion (entre 820°C et 850°C pour les moteurs diesel, et entre 950°C et 1050°C pour les moteurs à essence [44]). Cette énergie est alors utilisée par une détente au travers de la turbine induisant ainsi la rotation. Pour réguler la quantité des gaz d'échappement qui rentrent dans la turbine, il existe des méthodes de dérivation de gaz, utilisées en fonction du besoin

d'air du moteur. La roue turbine est très régulièrement soudée sur un arbre central commun à la roue compresseur et traversant le carter central. Dû aux grandes contraintes thermiques, les roues turbine sont régulièrement conçues en matériaux très résistants à la température (comme l'Inconel), ce qui fait que la majorité de la masse tournante dans un turbocompresseur est concentrée sur la roue turbine.

L'arbre central est monté dans le carter central et maintenu en place par des paliers qui peuvent être différents selon le modèle du turbocompresseur. La plupart des modèles dans les applications automobiles utilisent des paliers flottants ou « full-floating ring bearings » appelés également dans la littérature RFRB pour « Rotating Floating Ring Bearings » [45]. Il s'agit de paliers avec une couche d'huile interne entre l'arbre et le palier, et une couche d'huile externe entre le palier et le carter central comme montré sur la figure 3. Les paliers sont lubrifiés par l'huile du moteur à travers des trous dans l'anneau. Ce type de palier représente un bon compromis pour les industriels du fait de leur meilleur rapport performance/prix comparé à celui des paliers avec éléments tournants comme par exemple les roulements à billes [45].

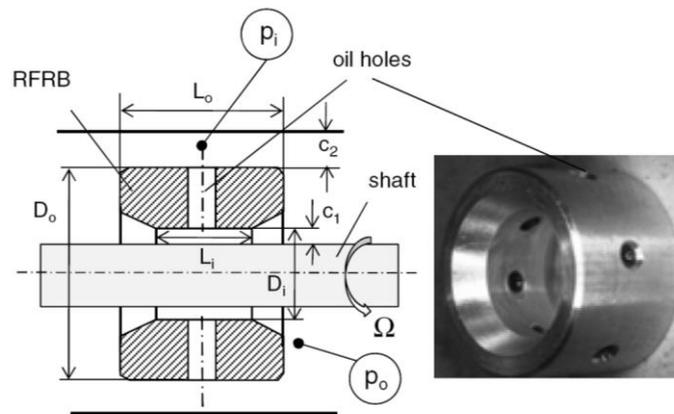


Figure 3 : Palier fluide flottant pour application turbocompresseur automobile [58]

Finalement, très souvent vissée sur l'arbre se trouve la roue compresseur. Celle-ci se trouve avant le répartiteur de la ligne d'admission et utilise le travail fourni par la turbine pour aspirer et comprimer l'air ambiant dans la chambre de combustion. Ceci augmente la densité de l'air dans la chambre de combustion, favorise le remplissage et augmente globalement la puissance du moteur. Entre la roue compresseur et la chambre de combustion un échangeur est souvent placé pour diminuer la température de l'air d'admission et augmenter encore sa densité. Sur la figure 4 on montre l'installation d'un turbocompresseur dans un moteur automobile.

La caractérisation acoustique de ces travaux ne traite que la partie admission côté compresseur pour plusieurs raisons. Comme il a été mentionné dans la partie 1.1, le bruit à l'échappement et donc du côté de la turbine a été l'objet de nombreux travaux de recherche, bien plus nombreux que du côté du compresseur. D'autre part, les mesures acoustiques dans l'échappement requièrent des équipements spécifiques capables de tenir les hautes températures des gaz d'échappement.

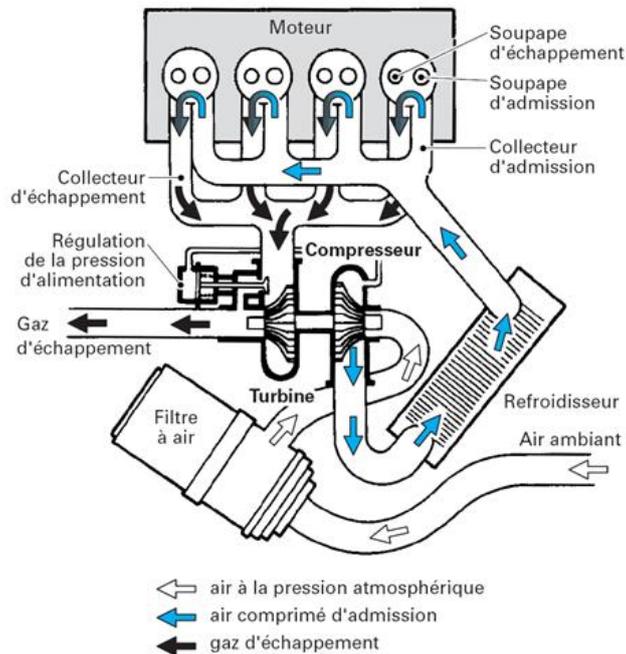


Figure 4 : Position du turbocompresseur dans un moteur automobile (Techniques de l'ingénieur)

Pour caractériser les turbocompresseurs en termes de performance, il est d'usage dans l'industrie automobile d'utiliser des cartographies turbocompresseur. La figure 5 représente un exemple d'une cartographie compresseur, qui donne l'ensemble des points de fonctionnement possibles pour le compresseur.

L'axe des abscisses correspond au débit massique du compresseur. L'axe des ordonnées représente le rapport de compression, c'est-à-dire le rapport entre la pression de sortie et la pression d'entrée du compresseur. Les courbes descendantes en fonction du débit sont des lignes iso-vitesse sur lesquelles la vitesse du turbocompresseur reste constante. Les courbes fermées concentriques sont des lignes iso-rendement sur lesquelles le rendement du turbocompresseur est constant.

Les limites de cette cartographie sont particulièrement intéressantes. La limite gauche correspond à la ligne de pompage ou « surge line ». Quand le point de fonctionnement du turbocompresseur se trouve à gauche de cette limite sur la cartographie, on se trouve dans un point où le rapport de compression est important et le débit traversant le compresseur est relativement faible. Une surpression importante apparaît en sortie compresseur et ceci a pour conséquence une instabilité de fonctionnement qui peut engendrer une inversion du débit d'air (pompage) de la sortie vers l'entrée du compresseur permettant de rééquilibrer les pressions en entrée et en sortie. Une fois les pressions sortie et entrée équilibrées, une nouvelle surpression réapparaît et le phénomène se répète en continu si on ne sort pas de la zone de pompage. Ce phénomène est dangereux pour le turbocompresseur car d'importants efforts apparaissent dans le rotor et dans les paliers, pouvant engendrer la destruction de ceux-ci. Le phénomène est traité de façon plus approfondie par Greitzer dans [25] par exemple.

La limite droite de la cartographie est définie comme la « choke line » ou limite de rendement. Celle-ci correspond à une chute du rendement du turbocompresseur en dessous de 50%. Cette limite est définie de façon différente selon l'application ou selon les critères de validation des constructeurs, mais elle ne représente pas une limite physique de fonctionnement comme la ligne de pompage.

La limite en haut de la cartographie correspond à une vitesse de rotation maximale admise par le compresseur. Celle-ci est due à une vitesse périphérique limite, fonction du matériau de la roue compresseur (qui est en général d'un diamètre supérieur à la roue turbine et subit des contraintes supérieures lors de la rotation, de plus fabriqué avec des matériaux possédant une limite élastique plus faible que ceux de la turbine). Globalement, cette limite est fixée autour de 580 m/s en vitesse périphérique, et donc la vitesse de rotation correspondante dépend du diamètre de la roue (permettant de vitesses de rotation plus hautes pour les roues de plus petit diamètre, et des vitesses de rotation relativement plus basses pour les roues compresseur de plus grand diamètre).

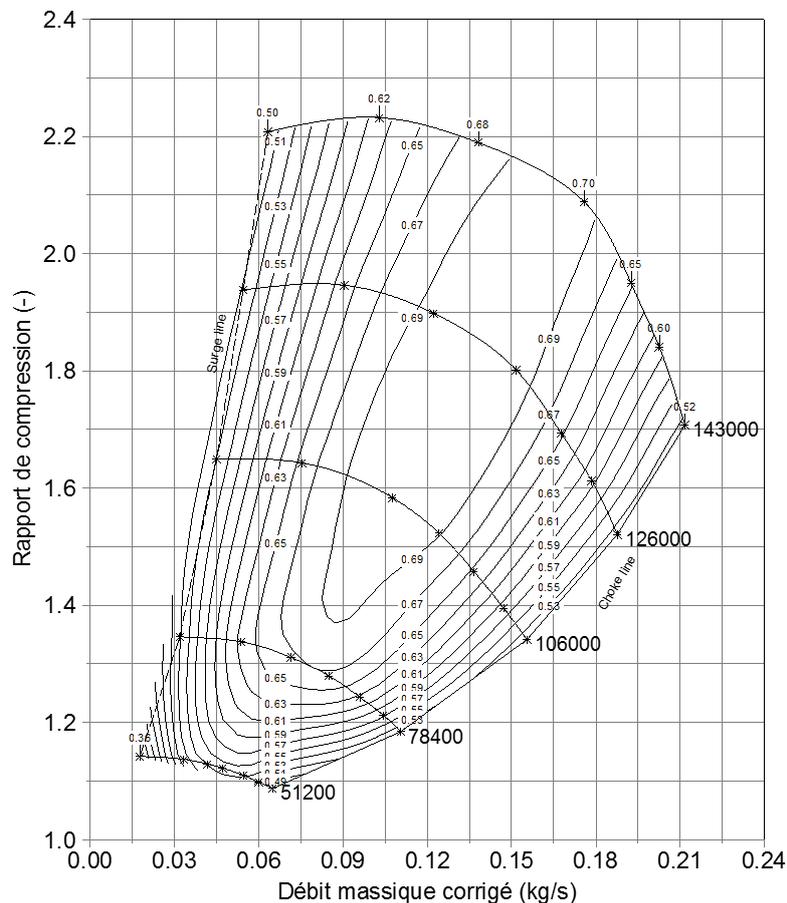


Figure 5 Exemple d'une cartographie d'un champ compresseur

Les mesures de cartographie sont très sensibles aux conditions ambiantes (température et pression ambiantes, hygrométrie, altitude). Pour avoir une base de comparaison et pouvoir avoir des résultats répétables, les valeurs du débit, par exemple, peuvent être corrigées selon

différentes méthodes de calcul en fonction de la température ou de la vitesse de rotation. Ces corrections sont présentées dans la section suivante.

### 1.3.2 Calculs thermodynamiques sur la cartographie compresseur

Sur la cartographie compresseur, la grandeur en ordonnées est le rapport de compression. C'est le rapport de la pression totale en entrée du compresseur à la pression totale en sortie, il est calculé par l'équation (1.3.1) :

$$\Pi_{tt,c} = \frac{p_{t2}}{p_{t1}} \quad (1.3.1)$$

Les pressions totales quantifient la somme de la pression statique d'un fluide (la pression qu'aurait le fluide sans écoulement) plus la pression qui est générée par l'écoulement du fluide. Ces pressions totales peuvent être calculés par :

$$p_{tn} = (p_0 + p_n) \times \left( \frac{T_{tn}}{T_n} \right)^{\frac{c_{pn}}{R}} \quad (1.3.2)$$

Avec  $p_0$  la pression ambiante et  $p_n$  (n pour 1 ou 2 donc relatif à l'entrée ou à la sortie du compresseur respectivement) la pression statique mesurée dans le conduit. La température totale est déduite de l'enthalpie d'arrêt comme la somme de la température de l'air circulant dans le conduit plus la température engendrée autour de la sonde de température par la compression de l'air au contact de la sonde statique. Elle peut être calculée par :

$$T_{tn} = T_n + \frac{U_n^2}{2c_{pn}} \quad (1.3.3)$$

$c_{pn}$  est la chaleur massique à pression constante de l'air.  $U_n$  est la vitesse de l'écoulement, qui peut être facilement calculée avec la formule (1.3.4) en connaissant le débit d'air  $\dot{m}_c$ , la section  $S_n$  et la masse volumique de l'air  $\rho_n$ .

$$U_n = \frac{\dot{m}_c}{\rho_n S_n} \quad (1.3.4)$$

Finalement, à partir de la loi des gaz parfaits, la masse volumique de l'air peut être calculée par :

$$\rho_n = \frac{p_0 + p_n}{RT_n} \quad (1.3.5)$$

La deuxième grandeur d'importance dans la cartographie compresseur est le débit corrigé. Comme mentionné auparavant, seul un débit corrigé par rapport à une pression et une température a du sens quand on compare deux cartographies qui ont été mesurées dans des conditions différentes, puisque le débit, dépend de la masse volumique de l'air, et donc de la température et la pression (1.3.4) et (1.3.5). Ainsi, ce débit corrigé par rapport à la pression et à la température peut être calculé par :

$$\dot{m}_{C,corr,T} = \dot{m}_c \times \frac{p_{ref}}{p_{t1}} \times \sqrt{\frac{T_{t,1}}{T_{ref,C}}} \quad (1.3.6)$$

Lors des essais de cette thèse, les valeurs de référence sont (définies par convention)  $p_{ref} = 100000 \text{ Pa}$ ,  $T_{ref,C} = 25^\circ\text{C}$  et  $T_{ref,T} = 600^\circ\text{C}$ . Il est important de signaler que s'il est possible de contrôler la température de l'air en entrée compresseur, ces corrections en température ne sont pas nécessaires. Les points de coordonnées débit et température, sont également tracés sur des lignes iso-vitesse, cette vitesse est également corrigée à la température de référence :

$$N_{C,corr} = N \times \sqrt{\frac{T_{ref,C}}{T_{t,1}}} \quad (1.3.8)$$

Ces formules sont notamment utiles pour pouvoir tracer des points de fonctionnement du turbocompresseur à partir de mesures de pression ; température et débit massique. Et ceci dans n'importe quel environnement, par exemple dans un moteur sur un banc moteur ou dans un véhicule complet. Ce fait sera exploité et expliqué plus en détail dans les chapitres 4 et 5.

### 1.3.3 Les essais de performance sur banc turbocompresseur

Lors de leurs phases de développement, les turbocompresseurs sont testés sur des bancs d'essai dédiés. L'avantage de ces bancs d'essai est qu'ils permettent de faire varier de façon contrôlée certaines variables, de façon à pouvoir définir le champ compresseur possible pour un modèle de turbo donné. De plus, il est également possible de modifier les paramètres d'essai de manière quasi-indépendante. Les bancs d'essai turbocompresseur en conditions stabilisées permettent de reproduire les points de fonctionnement stabilisé d'un moteur.

Les bancs sont composés d'une source d'air sous pression qui alimente la turbine en débit. Pour reproduire les conditions thermiques que l'on peut trouver à l'échappement d'un moteur, deux méthodes différentes de chauffage sont envisageables, soit par un réchauffeur électrique qui sera capable de monter la température de l'air jusqu'à un maximum de  $500^\circ\text{C}$  (Pour un débit autour de  $0.025\text{kg/s}$ ), soit par une chaudière à gaz qui elle permettra d'atteindre des températures allant jusqu'à  $1200^\circ\text{C}$ . Les bancs utilisés pour cette étude sont des bancs à chaudière à gaz. Un mélange d'air comprimé et de gaz est brûlé dans une chaudière. Une fois brûlé, un débit d'air comprimé est ajouté aux produits de combustion, et l'ensemble est entraîné vers l'entrée de la turbine. Le mélange gaz et air comprimé permet de réguler indépendamment la température, et le débit en entrée de turbine.

La régulation de la ligne d'air compresseur est réalisée en sortie du compresseur par des vannes qui permettent le réglage de la contre pression. La fermeture de ces vannes permet la montée en pression en sortie compresseur et donc pour une vitesse donnée diminuer le débit d'air et se rapprocher ainsi de la ligne de pompage. L'ouverture des vannes tend inversement à déplacer le point de fonctionnement vers la droite de la cartographie compresseur.

La lubrification des paliers est réalisée par un « groupe d'huile ». Il est composé d'une pompe asservie en pression qui permet une régulation de la pression d'huile pendant toute la durée de l'essai. Il est également composé d'un réservoir lui aussi régulé en température avec une

limite maximale fixée à 130°C. Il est possible également de réaliser un refroidissement du turbocompresseur par eau, régulée en température.

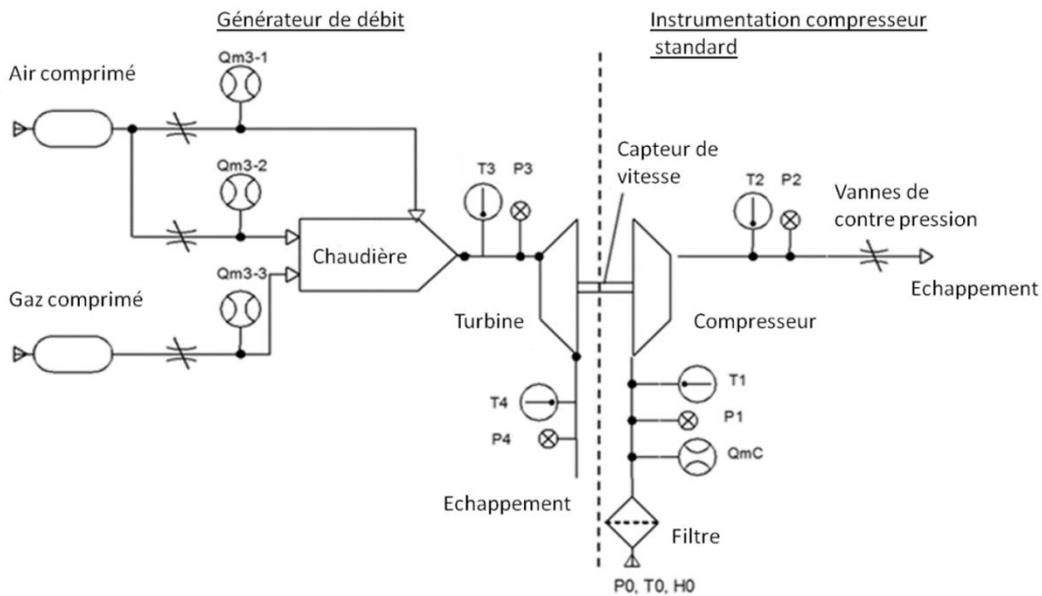


Figure 6: Schéma de principe d'un banc turbocompresseur de type « gas stand »

Pour réaliser les calculs thermodynamiques, il est nécessaire de mesurer quatre grandeurs : température, pression, débit et vitesse de rotation. De manière générale, la mesure de la température dans les bancs turbo est réalisée soit par des thermocouples, qui mesurent la température sur les parties chaudes du banc d'essai (circuit d'air de la turbine), soit par des sondes de type PT100 [61], qui mesurent la température sur les parties froides (circuit d'air du compresseur). Lors des différents essais de cette thèse, des thermocouples de type K [62] ont été utilisés même dans le côté compresseur pour leur connectique simple à appréhender dans d'autres moyens d'essai (banc moteur, banc rouleaux véhicule). Trois thermocouples sont insérés dans la canalisation à 120° selon la périphérie du conduit comme montré sur la figure 7. La moyenne des signaux de ces trois capteurs est faite et on obtient la température dans la section du conduit.

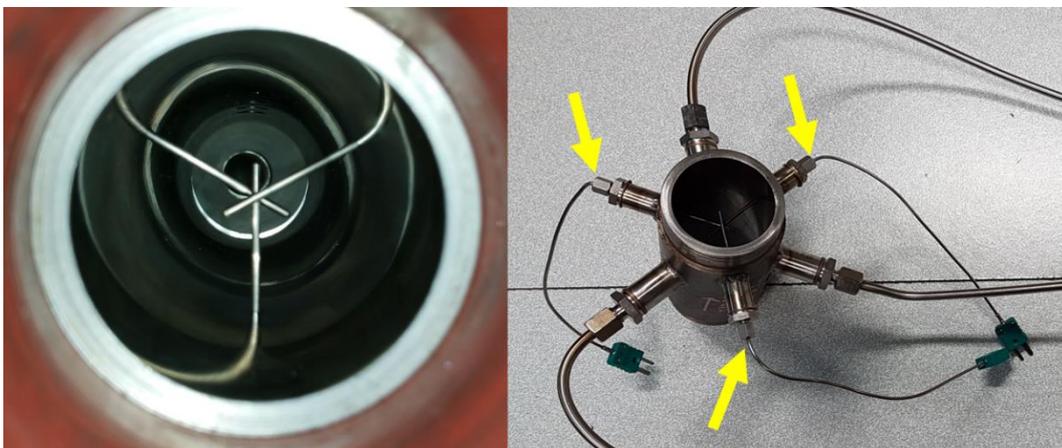


Figure 7: Mesure de température par thermocouples K

Pour la mesure de pression on distingue les capteurs de pressions absolues et relatives. Un capteur de pression absolu mesure la pression dans la cellule, et les capteurs de pressions relatives mesurent la pression en amont et en aval de la turbine et du compresseur. La somme de ces deux valeurs permet d'obtenir les pressions statiques dans les conduits. Trois perçages de 1mm de diamètre sont réalisés à 120° dans le tube comme montré sur la figure 8 à gauche. Ces perçages sont ensuite reliés par une bague pneumatique comme montré sur la figure 8 à droite. Ce circuit part ensuite vers les capteurs de pression, eux-mêmes montés sur les armoires de contrôle du banc.

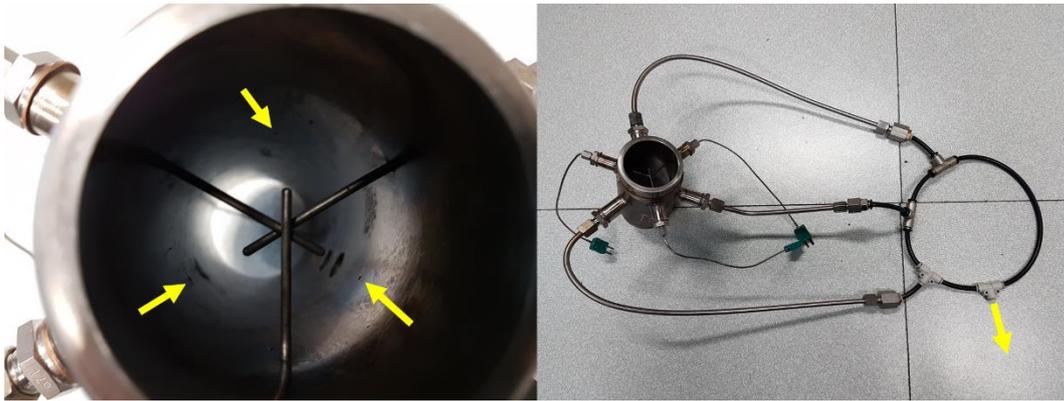


Figure 8: Mesure de pression statique dans les conduits

La mesure du débit est faite par des débitmètres fonctionnant sur le principe du fil chaud (ou film chaud) par des débitmètres de type « ABB Sensyflow » [63] et peuvent être doublés par des débitmètres déprimogènes ou des diaphragmes. Dans ces travaux, le débit compresseur est mesuré en amont de celui-ci, près de l'entrée d'air comme montré sur la figure 9.

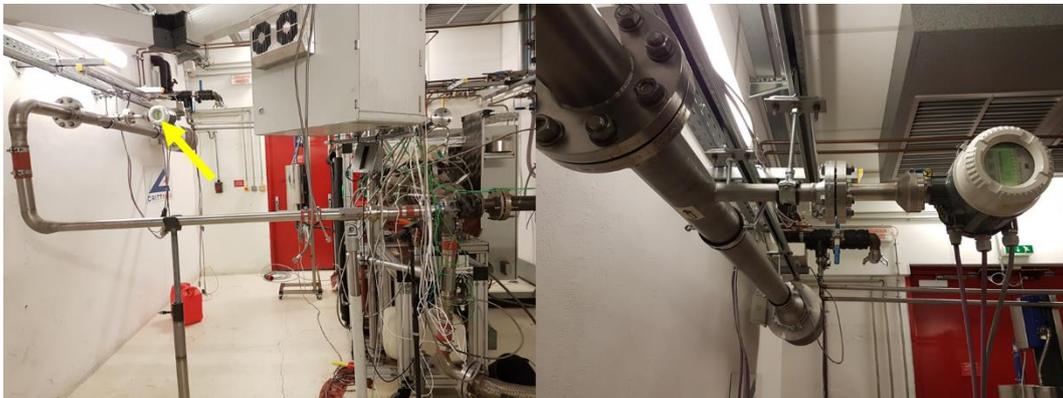


Figure 9: Mesure du débit d'air compresseur

La mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur est réalisée du côté compresseur. Un capteur de type « Microepsilon » [64] fonctionnant sur le principe des courants de Foucault est monté comme montré sur la (figure 10) sur la volute du compresseur. Ce capteur est sensible au passage de chaque aube, et connaissant le nombre d'aubes de la roue, il est possible de déduire la vitesse de rotation.



Figure 10: Mesure de la vitesse de rotation du compresseur

Finalement, les mesures de pression acoustique sont réalisées par des capteurs montés de façon à ce que la membrane soit affleurant sur la paroi du conduit comme montré sur la figure 11 à droite. Des plots de montage ont été fabriqués et des joints en cuivre sont utilisés pour régler la hauteur des capteurs. En entrée compresseur des capteurs de type « PCB 378A » [65] sont utilisés. En sortie compresseur, en raison des conditions plus difficiles de mesure (Température jusqu'à 200°C, pression jusqu'à 3 bars) des capteurs de Type « Kistler 601CA » [66] ont été utilisés.



Figure 11: Mesure de pression acoustique

Des tubes de mesure spécifiques comme celui de la Figure 10 à gauche ont été fabriqués de façon à réaliser les mesures de pression statique, température et pression acoustique dans des sections de conduit proches. Il s'agit de tubes utilisés dans des applications de vérins pneumatiques donc avec un état de surface assez propre pour ne pas générer beaucoup de bruit d'écoulement aux parois. L'épaisseur des tubes est de 1cm donc ils sont très peu transparents acoustiquement. Leur diamètre interne a été choisi à 50 mm de façon d'être proche des diamètres utilisés régulièrement dans les compresseurs automobiles. Ce diamètre-là à température ambiante et sans écoulement donne une fréquence de coupure autour des 4000Hz. Finalement, ces tubes ont une longueur de 21 cm, ce qui permet le montage des tubes de mesures dans des conduits d'admission d'un moteur automobile comme il pourra être vu dans le chapitre 5.

---

## **Chapitre 2 : Etat de l'art sur les mesures acoustiques dans les conduits du turbocompresseur**

---

Ce chapitre dresse l'état de l'art sur la caractérisation acoustique des turbocompresseurs du point de vue du circuit d'admission du moteur. Cette caractérisation basée sur une représentation 2-ports de l'obstacle constitué par le turbocompresseur comporte les caractéristiques passives qui expriment son influence sur une onde qui le traverse, ainsi que les caractéristiques actives qui fournissent les informations sur la génération acoustique du turbocompresseur. La méthode des deux capteurs pour la décomposition d'ondes planes nécessaire à la mise en œuvre de cette méthode est développée. Son utilisation dans le contexte des turbocompresseurs est traitée avec un bilan des développements récents à l'étranger (KTH en Suède, CMT de Valence en Espagne).



## 2.1 La méthode des deux capteurs (TMM «Two Microphone Method »)

Comme il a été présenté dans le chapitre 1, pour calculer la puissance ou intensité acoustique se propageant dans un conduit à section circulaire, il est nécessaire de réaliser une décomposition des ondes planes pour pouvoir accéder à la vitesse acoustique. Une méthode bien établie pour réaliser cette décomposition est connue sous le nom de « méthode des deux capteurs », et a été développée dans les années 80 [55] et largement utilisée dans la littérature [15, 16, 36].

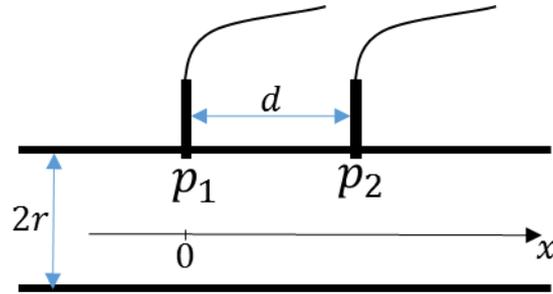


Figure 12 : Configuration pour la mesure d'intensité dans les conduits avec deux capteurs

La méthode est basée sur le calcul de l'interspectre entre deux capteurs de pression et l'autospectre d'un des deux capteurs pour calculer un coefficient de réflexion dans le conduit comme montré par les auteurs dans [36] et [16]. Une fois ce coefficient de réflexion calculé, il est possible de remonter aux pressions se propageant dans les deux directions.

Si on se place à  $x=0$ , arbitrairement choisi à l'abscisse du microphone numéro 1 comme montré sur la figure 12, on peut alors écrire dans le domaine fréquentiel les pressions des microphones en fonction des amplitudes complexes des ondes incidente et réfléchie comme il a été expliqué dans le chapitre précédent, et en utilisant directement les nombres d'onde corrigés, comme montré dans les équations (2.1.1) et (2.1.2).

$$\hat{p}_1 = \hat{p}^+ + \hat{p}^- \quad (2.1.1)$$

$$\hat{p}_2 = \hat{p}^+ e^{-j\hat{k}^+ d} + \hat{p}^- e^{j\hat{k}^- d} \quad (2.1.2)$$

Il est alors possible de calculer l'interspectre entre les pressions des deux microphones :

$$\hat{G}_{12} = (\hat{p}^+ + \hat{p}^-) * (\hat{p}^+ e^{-j\hat{k}^+ d} + \hat{p}^- e^{j\hat{k}^- d}) \quad (2.1.3)$$

Ainsi que l'autospectre du signal du microphone 1 :

$$\hat{G}_{11} = (\hat{p}^+ + \hat{p}^-) * (\hat{p}^+ + \hat{p}^-) \quad (2.1.4)$$

On définit ensuite le coefficient de réflexion à  $x=0$  comme le quotient de l'onde réfléchie par l'onde incidente :

$$\hat{R} = \frac{\hat{p}^-}{\hat{p}^+} \quad (2.1.5)$$

En divisant l'équation (2.1.3) par l'équation (2.1.4), et en injectant l'équation (2.1.5), on obtient :

$$\frac{\hat{G}_{12}}{\hat{G}_{11}} = \frac{e^{-j\hat{k}^+d} + \hat{R}e^{j\hat{k}^-d}}{1 + \hat{R}} \quad (2.1.6)$$

D'où il est possible d'isoler le coefficient de réflexion :

$$\hat{R} = -\left( \frac{\hat{G}_{12} - \hat{G}_{11}e^{-j\hat{k}^+d}}{\hat{G}_{12} - \hat{G}_{11}e^{j\hat{k}^-d}} \right) \quad (2.1.7)$$

Finalement, si on injecte l'équation (2.1.5) dans (2.1.4) et en utilisant l'équation (2.1.7) on trouve :

$$|\hat{p}^+| = \frac{\sqrt{\hat{G}_{11}}}{|1 + \hat{R}|} \quad (2.1.8)$$

$$\hat{p}^- = \hat{R}\hat{p}^+ \quad (2.1.9)$$

Avec les deux composantes de l'onde plane, il est désormais possible de calculer la vitesse acoustique et l'intensité et la puissance acoustique dans le conduit avec les équations (1.2.9), (1.2.17) et (1.2.18). Cette méthode sera d'autant plus fiable que la cohérence entre  $\hat{p}^+$  et  $\hat{p}^-$  sera bonne. Ceci du fait de la définition de  $\hat{R}$ .

Bien qu'efficace la méthode présente certains inconvénients, présentés par Abom et Bodén dans [4] et [9]. Une première source d'erreur importante est la distance entre les capteurs. En effet un phénomène de repliement spatial apparaîtra quand  $kd = n\pi$ , avec  $n$  un entier, en effet les signaux des deux capteurs seront égaux quand la distance entre les capteurs sera égale à la moitié de la longueur d'onde et ses multiples. Pour éviter ces effets, Abom et Bodén proposent une plage de fréquence de validité pour la méthode sans présence d'écoulement :

$$0.1\pi < kd < 0.8\pi \quad (2.1.10)$$

Qui peut être corrigé en présence d'écoulement par :

$$0.1\pi(1 - M^2) < kd < 0.8\pi(1 - M^2) \quad (2.1.11)$$

Et qui devient en termes de fréquence :

$$0.05(1 - M^2) \frac{c_0}{d} < f < 0.4(1 - M^2) \frac{c_0}{d} \quad (2.1.12)$$

Cette inégalité fournit des limites de basse fréquence et de haute fréquence pour la méthode, mais également un critère pour le choix de l'espacement entre les capteurs. Comme mentionné dans le chapitre précédent, la limite de fréquence haute de ces méthodes est la fréquence de coupure du conduit. Ainsi on essaiera de faire coïncider les deux fréquences limites hautes pour définir l'espacement entre les capteurs. Concernant la limite en basse fréquence, cette inégalité imposera en général un écartement important entre les capteurs : plus on voudra mesurer bas en fréquence, plus il faudra écarter les capteurs.

Une autre source d'erreur qui peut être citée, est le fait que le calcul du coefficient de réflexion  $\hat{R}$  dans l'équation (2.1.7) est dépendant de l'interspectre entre les deux capteurs. En présence d'un écoulement cet interspectre sera biaisé par le bruit de turbulence sur les parois, induisant des erreurs sur  $\hat{R}$  et donc sur la décomposition de l'onde plane [9]. Aujourd'hui pour lever les indéterminations décrites ci-dessus, la méthode des deux capteurs est améliorée avec l'utilisation d'un troisième capteur. Dans cette thèse cependant, seule la version avec 2 capteurs est présentée.

## 2.2 La recherche au « Royal Institut of Technology » (KTH)

La majorité des efforts de recherche dans le domaine de l'acoustique en conduite appliquée aux turbocompresseurs ont été réalisés pendant les dernières années au KTH en suède. Dans [3] l'auteur pose les bases de la théorie des 2-ports acoustiques ou « acoustic 2-ports » en anglais. Un 2-port est un système linéaire possédant une seule entrée et une seule sortie dont l'état de chacune peut être décrit par deux variables d'état. Dans le domaine de l'acoustique on travaille typiquement avec la pression et la vitesse acoustique mais d'autres possibilités existent comme le débit acoustique. Il est donc possible de décrire un système par l'équation :

$$y = \mathbf{H}x \quad (2.2.1)$$

Avec  $\mathbf{H}$  matrice carrée 2x2. Et  $x$  et  $y$  les vecteurs d'état à l'entrée et à la sortie du système (matrice à deux composantes). Nous avons ainsi un système de 2 équations et 4 inconnues. Il est donc nécessaire de réaliser des mesures avec deux états d'entrée et sortie différents de

façon à avoir un système de Cramer. Ceci peut être fait de deux façons différentes, soit avec deux cas de charge, soit avec deux cas d'excitation (cf. Chapitre 4). La détermination des coefficients de  $\mathbf{H}$  permettra de connaître les caractéristiques de transmission et de réflexion du « acoustic 2-port ». Nous verrons plus tard dans le Chapitre quatre que plusieurs formalismes matriciels existent pour formuler l'équation (2.2.1), dans [3] l'auteur introduit la matrice de diffusion définie par :

$$\begin{pmatrix} p_i^- \\ p_o^+ \end{pmatrix}_{1,2} = \begin{pmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_i^+ \\ p_o^- \end{pmatrix}_{1,2} \quad (2.2.2)$$

Une résolution de la matrice est alors proposée par l'auteur, et on peut alors facilement identifier les quatre coefficients de la matrice comme de coefficients de transmission ( $S_{12}$  et  $S_{21}$ ) et de réflexion ( $S_{11}$  et  $S_{22}$ ). Le calcul de ces coefficients permet ensuite le calcul de la perte par transmission (cf. chapitre quatre). La première utilisation de la matrice de diffusion pour caractériser un 2-ports acoustique est attribuée à Abom [3], tous les travaux précédents utilisant surtout la matrice de transfert de l'élément avec des vecteurs d'état de pression et de vitesse acoustique. Abom rentre plus en détail sur la façon de créer deux états différents de façon à pouvoir résoudre la matrice de diffusion [2]. Il en conclut que la façon la plus simple de faire ceci est de procéder à deux cas d'excitation (une fois on excite en entrée, et un fois en sortie). Il propose une méthode où deux excitations incohérentes et simultanées en entrée et en sortie sont utilisées pour obtenir un système d'équations surdéterminé.

Ensuite, cette même démarche a été développée plus loin par Lavrentjev [35] en ajoutant l'information de source de l'élément à caractériser. Apparaissent ainsi les notions des caractéristiques actives et passives d'un 2-port acoustique. Les caractéristiques passives traduisent les capacités de réflexion, de transmission et absorption acoustique d'un objet. Alors que les caractéristiques actives donnent le bruit généré par l'objet, donc l'information de source. Ceci est traduit par la modification de l'équation (2.2.1) :

$$y = \mathbf{H}x + y^s \quad (2.2.3)$$

Dans la méthode proposée on détermine d'abord la matrice de diffusion  $\mathbf{H}$  en utilisant des sources externes d'excitation (comme des haut-parleurs) qui sont non corrélées au bruit de la source dont on veut déterminer les caractéristiques, et qui doivent être prédominantes dans les conduits. Une fois  $\mathbf{H}$  trouvée, on éteint les sources externes et on peut trouver  $y^s$  par des mesures de pression si les terminaisons situées aux extrémités du conduit sont anéchoïques. L'utilisation de fonctions de transfert est conseillée pour augmenter le rapport signal sur bruit produit par le flux d'air. Pour ceci un signal de référence est utilisé (le signal électrique envoyé comme consigne aux haut-parleurs par exemple).

Rammal et Åbom ([49], [26], [27]) appliquent les méthodologies précédentes aux turbocompresseurs. Ils font l'hypothèse d'un comportement linéaire (deux-ports acoustiques en ondes planes), et utilisent le formalisme de la matrice de transfert :

$$\begin{bmatrix} p_i \\ u_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} p_o \\ u_o \end{bmatrix} \quad (2.2.4)$$

Ici le vecteur d'état est le couple pression  $p_n$  et vitesse acoustique  $u_n$ . On trouve  $T$  par la méthode des deux capteurs avec la technique proposée dans [2]. On mesure  $p_n$  et  $u_n$  dans deux états acoustiques différents et on trouve les quatre éléments de  $T$ . Cette matrice peut ensuite être utilisée pour calculer la perte par transmission (Transmission Loss) du compresseur. Les courbes de TL en fonction de la fréquence sont présentées pour différents points de fonctionnement de la cartographie compresseur.

Dans [29], [30] et [56] Tiikoja fait une présentation complète du banc turbocompresseur utilisé au KTH ainsi qu'un bilan sur la méthode pour la caractérisation active et passive des turbocompresseurs. Trois différents turbocompresseurs sont caractérisés avec la méthode citée précédemment : en utilisant la matrice de diffusion et incluant le terme de source (Eq (2.2.3)). La décomposition d'ondes planes est réalisée avec la méthode des deux capteurs. Quant au banc, il s'agit d'un banc dédié capable de caractériser la turbine et le compresseur indépendamment.

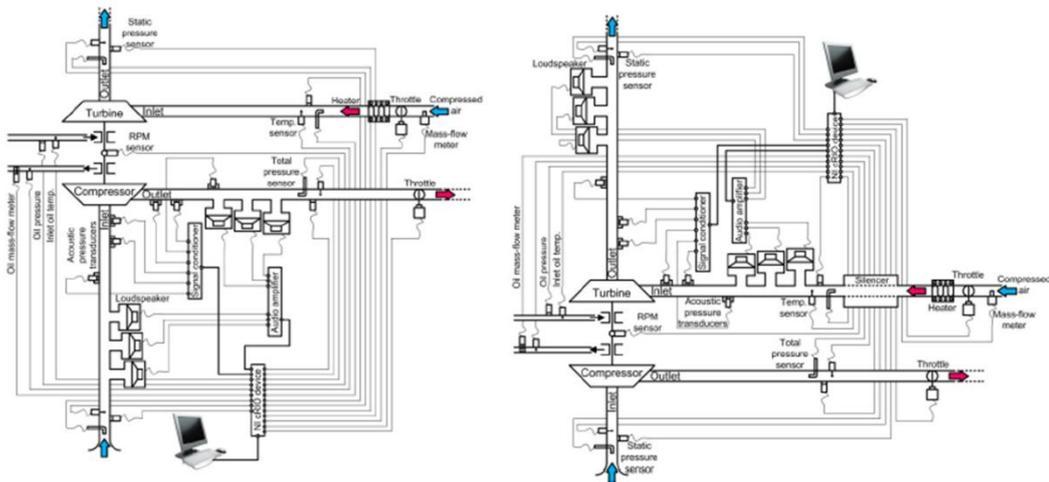


Figure 13: Banc de caractérisation acoustique KTH ([29])

Un total de six sources acoustiques (3 en entrée et 3 en sortie) est utilisé, ainsi que six capteurs (3 dans chaque branche également). La commande de l'excitation acoustique et l'acquisition sont gérées par un PC dédié avec LabView. Les distances entre les capteurs sont choisies comme indiqué dans [9]. Le banc est capable de générer un débit d'air jusqu'à 0.5 kg/s. Pour chauffer l'air à l'entrée de la turbine un réchauffeur électrique de 18kW est utilisé, pour pouvoir faire les mesures sur la turbine, la température de l'air dans les conduits est limitée à 100°C.

Holmberg, Åbom, et Bodén [31] font l'étude du bruit d'écoulement généré par un système simple (une plaque dans une canalisation) et différentes méthodes de décomposition d'ondes sont présentées : la méthode des deux capteurs, mais aussi une méthode appelée de surdétermination (DS), qui revient à un beamforming, une troisième méthode appelée

multipoint, qui est basée comme la méthode précédente en une minimisation de la différence entre la pression mesurée et la pression arrivant dans une des deux directions possibles. Finalement une méthode dénommée décomposition d'onde complète est présentée, elle est basée dans le calcul des nombres d'onde correspondant aux deux directions d'arrivée possibles. Cette dernière méthode, cependant, nécessite au moins quatre capteurs de pression. Les deux méthodes qui donnent les meilleurs résultats sont la multipoint et la méthode de surdétermination, cette dernière étant la plus efficace en présence d'un écoulement important ( $M=0.2$ ). Il est montré que tous les capteurs doivent respecter les limites de l'équation (2.111).

Veloso et al. [60] proposent un modèle 1D sur le logiciel AVL BOOST, en assimilant le compresseur à un système de conduits équivalents, les résultats sont satisfaisants en absence d'écoulement, mais bien que les tendances globales soient gardées, les résultats de TL sur différents points de fonctionnement sont moins satisfaisants.

Finalement, dans les références [6], [32], [33] et [34], Hynninen réalise un travail pour étendre les méthodes à la plage de fréquences supérieure à celle des ondes planes. Ces références sont traitées dans le dernier chapitre concernant les perspectives futures.

## **2.3 La recherche à l'université Polytechnique de Valence**

Pinero et Vergara [46] utilisent semble-t-il pour la première fois la méthode de la formation de voies (Beamforming) dans le but de séparer les ondes. La méthode du « LCMV (Linearly constrained minimum variance) beamforming » est utilisée par les auteurs pour obtenir les vitesses et pressions acoustiques se propageant dans des conduits d'échappement automobile. Dans cette référence la technique de la formation de voies est utilisée dans le domaine temporel avec succès. Ensuite, les auteurs comparent trois techniques de formation de voies différentes (LCMV, DS et MMSE) [47], à des simulations par différences finies en calculant l'erreur entre pressions simulées et pressions estimées avec le beamforming. Les trois techniques donnent des résultats satisfaisants, mais dans les cas où un nombre réduit de capteurs est disponible, (moins de 4), ce sont le MMSE et le DS qui fournissent les meilleurs résultats, avec un avantage pour le DS de par sa simplicité de calcul qui ne contient pas une inversion de la matrice de corrélation des données des capteurs (ce qui est le cas pour le LCMV et le MMSE). Finalement des essais sur un système d'échappement sont réalisés et la technique du MMSE est utilisée pour décomposer une onde de pression et la reconstruire pour ensuite la comparer à une mesure de pression statique indépendante. La recombinaison de l'onde est réalisée avec succès.

Dans le même esprit, Andrés Verdu [5] fait une étude de la génération de bruit par l'écoulement des gaz dans le système d'échappement de moteurs automobiles, et développe l'évaluation expérimentale de la puissance acoustique due au bruit d'écoulement transmise à l'extérieur du système d'échappement. Pour cela sont présentées les mesures d'intensité acoustique dans les conduits avec la méthode des deux capteurs et la méthode du beamforming citées précédemment. Comme dans les travaux de Pinero [46-47], un arrangement de 4 capteurs est utilisé pour la méthode du beamforming, et la validité de la méthode est confirmée par comparaison avec la méthode des deux capteurs pour des mesures avec un nombre de Mach jusqu'à 0.2. Toujours dans le système d'échappement, Peat et al. [37] font une étude de la perte par transmission d'une turbine. Un modèle de la turbine est proposé pour prédire le TL, ce modèle considère une géométrie « moyenne » de la turbine en rotation et la remplace par des volumes simplifiés où les équations de pression 1D sont ensuite résolues. Expérimentalement, la matrice de transfert est utilisée pour calculer le TL de la turbine. Il est démontré que ce modèle fournit des résultats satisfaisants de TL à basses vitesses de rotation (maximum testé de 54 000 tour/min).

Broatch et al. [12, 13] s'intéressent cette fois au compresseur et à la génération de bruit par celui-ci, plus spécifiquement à un bruit large bande (entre 1kHz et 3kHz) connu sous le nom de « whoosh noise ». Des simulations CFD réalisées sous le logiciel Star CCM+ sont utilisées pour faire une prédiction de la génération du bruit par le compresseur dans des conduits droits en entrée et sortie de celui-ci. Un résultat important est que des phénomènes de détachement de l'écoulement dans l'extrados des aubes compresseur sont trouvés aux mêmes fréquences que celles du « whoosh noise », étant donc potentiellement la cause.

Torregrosa fait à nouveau une comparaison expérimentale entre trois mesures d'intensité acoustique différentes en entrée compresseur [59]: le beamforming, la méthode des deux capteurs et l'utilisation d'une sonde d'intensité. Cette sonde ne mesure pas dans le conduit d'entrée du compresseur même, mais à la bouche d'admission. Il est montré que le beamforming présente une meilleure corrélation à la mesure de référence de la sonde d'intensité sur l'ensemble d'un champ compresseur. Ensuite Torregrosa et al. donnent la méthodologie expérimentale complète qui peut être utilisée pour caractériser activement un compresseur automobile [58]. Il est important de signaler la ressemblance de ces travaux avec ceux présentés dans ce mémoire, et leur simultanéité. Finalement dans [24] des études sont faites sur l'influence de la géométrie en entrée compresseur sur son rendement, mais également des mesures d'intensité rayonnée par le compresseur.

## 2.4 Autres travaux

Portier et al. utilisent les méthodes des deux sources du KTH pour mesurer la matrice de transfert d'un compresseur [48], qui est ensuite comparée à celle d'un modèle. Celui-ci est basé sur trois principes qui régissent les états en entrée et en sortie du compresseur : la conservation du débit masse, de la quantité de mouvement, et de l'énergie. Ils introduisent

l'hypothèse acoustique des petites perturbations et finalement décomposent le compresseur en éléments simples (convergent, divergent et section droite) pour obtenir la matrice de transfert globale comme le produit de toutes les matrices de transfert. Bien que les résultats du modèle ne soient pas complètement satisfaisants, les résultats expérimentaux sont exploitables.

Rousselet présente ensuite une nouvelle méthode de calibration pour la méthode des deux capteurs dans [52, 53, 54]. Cette calibration appelée « complète » permet de résoudre certains problèmes de la méthode des deux capteurs classiques cités dans la section 2.1.

Finalement d'importantes recherches sur la caractérisation active et passive d'éléments acoustiques dans un écoulement ont été réalisées ces dernières années à l'UTC de Compiègne en étendant les méthodes de caractérisation pour la propagation dans des conduits à section rectangulaire et en propagation multimodale (jusqu'à 10 modes de propagation). Cependant ces méthodes impliquent l'utilisation d'un très important nombre de capteurs (autour de 100), ce qui est inenvisageable dans un environnement automobile.

## **2.5 Conclusions de l'état de l'art et innovations dans cette thèse**

La méthode des deux capteurs initiale est efficace quand le bruit d'écoulement est relativement faible et sa précision dépend de la distance entre capteurs. Ces deux aspects sont contradictoires avec le fonctionnement opérationnel des turbocompresseurs, puisque les nombres de Mach des écoulements peuvent atteindre une valeur de  $M=0.3$ , et les conduits d'admission d'un compartiment moteur sont très rarement droits, des longueurs requises pour la mesure étant de l'ordre du mètre.

La méthode de décomposition d'onde privilégiée dans ce travail de thèse est donc la méthode du beamforming qui, bien qu'elle soit déjà utilisée depuis une trentaine d'années en télécommunications, n'a été extrapolée à la décomposition d'ondes planes dans les conduits que récemment. Son utilisation dans les conduits de la ligne d'admission d'air d'un moteur automobile constitue l'originalité de cette thèse. C'est pourquoi un chapitre de ce mémoire est consacré à cette méthode et surtout à la validation de son utilisation aux turbocompresseurs automobiles.

Au cours de ces deux années, un des aspects qui a été privilégié est la réalisation des mesures sur des points de fonctionnement opérationnels du turbocompresseur, pour être confronté aux problématiques acoustiques qui apparaissent réellement dans un moteur automobile. Ceci a impliqué notamment la compacité des tubes de mesure utilisés, et le non-respect de certains aspects théoriques tels que le respect d'une distance d'au moins 10 diamètres entre la source acoustique et la section de mesure pour assurer la propagation en ondes planes, et l'écoulement laminaire dans les conduits.

L'auteur est conscient de ces limites et tient à le signaler. Cependant ce mémoire présente des mesures sur un moteur en fonctionnement avec un minimum de changement de la ligne d'air, de plus sur un véhicule complet avec adaptation des tubes de mesure pour influencer le moins possible la charge acoustique de la ligne d'admission. De cette manière, les phénomènes acoustiques mesurés sont très proches des phénomènes acoustiques réels rencontrés dans un véhicule complet. La comparaison des données acquises sur bancs d'organes (moteur, turbo, rouleaux) différents constitue un des points forts de ces travaux.

La température de l'air en entrée turbine a un impact sur le rendement du turbocompresseur et donc sur son comportement, ainsi que sur la distribution de la chaleur au sein du turbocompresseur. Ainsi quand des essais sont réalisés à froid (comme dans certaines des références citées dans ce chapitre), il est possible que la température de l'air dans le compresseur ne soit pas représentative d'un fonctionnement réaliste. Lors des essais menés au cours de cette thèse il a été possible de contrôler la température de référence en entrée turbine (600°C).

Dans la littérature un seul formalisme matriciel est souvent utilisé, au cours de la thèse trois formalismes différents ont été développés, le chapitre quatre proposera une expression de la perte par transmission à partir de la matrice d'impédance d'un système acoustique.



---

## Chapitre 3 : Beamforming

---

Dans ce chapitre la méthode du beamforming est présentée de manière générale puis son utilisation à l'acoustique en conduite. On présente ensuite la validation de cette méthode en deux temps :

- Tout d'abord par une simulation numérique réalisée sur une géométrie simple dont une solution analytique est disponible,
- Ensuite une validation expérimentale est faite en confrontant les résultats de la méthode à ceux d'autres mesures d'intensité acoustique en conduite.



## 3.1 Introduction et méthode

### 3.1.1 Principe

La formation de voies ou « Beamforming » [7, 11, 28, 41] en anglais, est une méthode de traitement de signal d'un arrangement (ou antenne) de capteurs qui permet de réaliser un filtrage spatial, de façon à acquérir une onde arrivant d'une direction donnée qualifiée de « voie ».

Le principe de la méthode est de multiplier la pression acquise par chacun des capteurs par un coefficient (appelé facteur poids) qui correspond au déphasage (temporel ou fréquentiel) théorique qu'aurait l'onde arrivant d'une direction souhaitée. La direction de l'onde et ce déphasage entre capteurs étant naturellement liés.

Le nombre de capteurs et leur arrangement dans l'espace ont un rôle capital. Plus le nombre de capteurs est important, plus les résultats seront précis. De la même façon, leur arrangement déterminera le type d'angles qui pourront être balayés (3D ou 2D). Ainsi, un arrangement de capteurs linéaire permettra de balayer des angles en 2D.

Dans les travaux présentés dans cette thèse, la méthode n'est pas utilisée pour localiser une source, mais pour, connaissant la pression totale, séparer les pressions qui se propagent dans deux directions opposées connues. Grâce aux hypothèses d'onde plane en conduite et la position affleurante des capteurs, on peut appliquer la méthode pour décomposer les ondes qui s'y propagent. Il faut évaluer la capacité de cette méthode de s'affranchir des effets liés à la turbulence de l'écoulement dans les conduits lors de la mesure de la partie passive. De plus elle doit permettre d'extraire lors de la mesure de la partie active la composante acoustique de la source éliminant les effets de turbulence dont la longueur de cohérence est bien plus faible.

Plusieurs stratégies pour calculer les vecteurs poids existent, plusieurs d'entre elles sont présentées dans [7]. La plus simple est celle du délai et somme (Delay and Sum en anglais) qui consiste à forcer la réponse dans une direction avec un maximum d'amplitude, et à l'annuler dans les autres directions.

Bien que la méthode des deux capteurs est bien établie et reconnue dans le milieu de l'acoustique, des articles de recherche récents sont apparus concernant l'utilisation de la technique du beamforming pour la décomposition d'ondes planes dans les conduits [58, 59] avec des résultats prometteurs, notamment parce que la méthode semble moins sensible au bruit d'écoulement turbulent. De manière classique, le beamforming est plutôt utilisé pour la localisation de sources acoustiques en balayant différentes directions d'arrivée et en identifiant la localisation de la source acoustique par les maxima d'amplitude. Pour la décomposition en ondes planes, au lieu de balayer différentes directions, l'arrangement de capteurs est "orienté" de façon à mesurer les pressions d'une source localisée auparavant et alors la quantifier. Le principe de la mesure est de créer un arrangement de plusieurs capteurs avec une distance connue entre eux. Les pressions de chaque capteur sont multipliées par des facteurs exponentiels qui correspondent au déphasage théorique entre les capteurs et ceci pour chaque fréquence. Quand l'onde arrivant de la direction donnée possède le bon déphasage,

l'amplitude est amplifiée par le facteur exponentiel, alors que quand l'onde n'est pas cohérente, l'amplitude est diminuée.

En beamforming 1D les signaux de pressions mesurés sont combinés linéairement. L'équation (3.1.1) exprime la sortie d'un beamformer à N capteurs dans le domaine temporel.  $p_\theta(t)$  est la pression arrivant d'une direction  $\theta$  comme montré sur la figure 12.  $p_n(t)$  est la pression de chacun des n capteurs de l'arrangement, et  $w_{n,\theta}^*$  sont les coefficients poids choisis. Ce choix est la principale difficulté du beamforming.

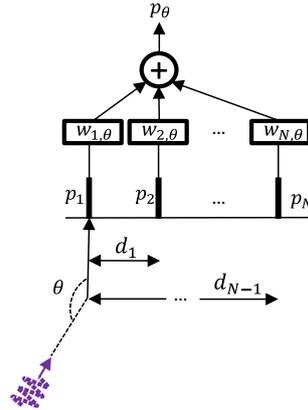


Figure 14: Principe du beamforming

$$p_\theta(t) = \sum_{n=1}^N w_{n,\theta}^* p_n(t) \quad (3.1.1)$$

Dans le cadre de ce mémoire, l'étude est limitée à trois capteurs pour avoir un arrangement de capteurs compact, compatible à l'installation dans la ligne d'admission d'air d'un moteur automobile.

Dans un premier temps, la méthode sera développée dans le cas d'une onde plane progressive harmonique possédant une seule. L'onde source peut donc être exprimée comme suit :

$$s(t) = s_0(t) e^{j\omega t} = s_0(t) e^{j2\pi f t} \quad (3.1.2)$$

Nous pouvons ensuite exprimer la pression dans chacun des trois capteurs comme la pression  $s(t)$  arrivant par la direction  $\theta$  avec un retard qui dépend de la position du capteur :

$$p_n(t) = s_0(t - \tau_n) e^{j\omega(t - \tau_n)} = s_0(t) e^{j\omega(t - \tau_n)} = s(t) e^{-j\omega\tau_n} \quad (3.1.3)$$

Arbitrairement, nous pouvons choisir le premier capteur comme origine des phases sans perdre la généralité de la méthode. La grandeur  $\tau_{n,\theta}$  représente le délai temporel que prend

l'onde à arriver au capteur  $n$  comme montré sur la Figure 15, ainsi, ces délais pour chacun des capteurs s'expriment comme :

$$\tau_{1,\theta} = 0 \quad (3.1.4)$$

$$\tau_{2,\theta} = \frac{d_1 \sin(\theta)}{c_0(1+M)} \quad (3.1.5)$$

$$\tau_{3,\theta} = \frac{d_2 \sin(\theta)}{c_0(1+M)} \quad (3.1.6)$$

Quand on injecte l'équation (3.1.4) dans l'équation (3.1.3), les trois pressions des capteurs sont :

$$p_1(t) = s(t) \quad (3.1.7)$$

$$p_2(t) = s(t) e^{-j\omega\tau_{2,\theta}} \quad (3.1.8)$$

$$p_3(t) = s(t) e^{-j\omega\tau_{3,\theta}} \quad (3.1.9)$$

Pour simplifier les notations, on crée un vecteur  $\mathbf{x}(t)$  contenant les trois pressions, et un vecteur  $\mathbf{a}(\theta)$  (appelé vecteur de pointage ou « *steering vector* » en anglais [7]) contenant les termes de retard exprimés en notation exponentielle comme montré sur l'équation (3.1.10) :

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} p_1(t) \\ p_2(t) \\ p_3(t) \end{bmatrix} = s(t) \begin{bmatrix} 1 \\ e^{-j\omega\tau_{2,\theta}} \\ e^{-j\omega\tau_{3,\theta}} \end{bmatrix} = s(t)\mathbf{a}(\theta) \quad (3.1.10)$$

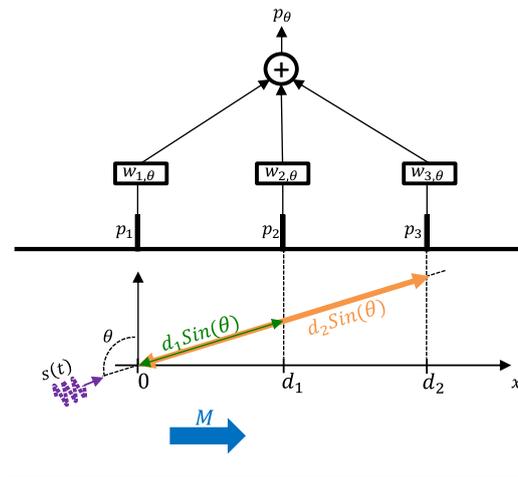


Figure 15 : Formation de voies avec trois capteurs alignés

Etant donné l'hypothèse de la propagation en ondes planes, les ondes qui arrivent à l'arrangement des capteurs ne peuvent posséder que deux directions d'arrivée :  $\theta \in \{+90^\circ, -90^\circ\}$ .

Ainsi les deux vecteurs de pointage sont :

$$\mathbf{a}(90) = \begin{bmatrix} 1 \\ e^{-j\omega \frac{d_1}{c_0(1+M)}} \\ e^{-j\omega \frac{d_2}{c_0(1+M)}} \end{bmatrix}, \mathbf{a}(-90) = \begin{bmatrix} 1 \\ e^{j\omega \frac{d_1}{c_0(1-M)}} \\ e^{j\omega \frac{d_2}{c_0(1-M)}} \end{bmatrix} \quad (3.1.11)$$

On utilise ces deux vecteurs pour créer la matrice de pointage  $\mathbf{A}$ :

$$\mathbf{A} = [\mathbf{a}(90) \quad \mathbf{a}(-90)] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ e^{-j\omega \frac{d_1}{c_0(1+M)}} & e^{j\omega \frac{d_1}{c_0(1-M)}} \\ e^{-j\omega \frac{d_2}{c_0(1+M)}} & e^{j\omega \frac{d_2}{c_0(1-M)}} \end{bmatrix} \quad (3.1.12)$$

Le vecteur  $\mathbf{s}(t)$  contenant les deux ondes de pression qui arrivent est exprimé comme suit :

$$\mathbf{s}(t) = \begin{bmatrix} s_{+90}(t) \\ s_{-90}(t) \end{bmatrix} \quad (3.1.13)$$

Il est possible maintenant d'exprimer le vecteur des pressions en fonction de la matrice de pointage et de la pression arrivant dans les deux directions données :

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{A}\mathbf{s}(t) \quad (3.1.14)$$

Finalement, la sortie du beamformer est définie comme :

$$p_\theta(t) = \mathbf{w}_\theta^H \mathbf{x}(t) \quad (3.1.15)$$

Qui est l'écriture matricielle de l'équation (3.1.1), avec le vecteur poids :

$$\mathbf{w}_\theta = \begin{bmatrix} w_{1,\theta} \\ w_{2,\theta} \\ w_{3,\theta} \end{bmatrix} \quad (3.1.16)$$

Les équations précédentes peuvent être définies dans le domaine fréquentiel à travers la transformée de Fourier. On peut également remplacer les nombres d'ondes corrigés en présence d'écoulement  $k^+$  et  $k^-$ :

$$\mathbf{A} = [\mathbf{a}(90) \quad \mathbf{a}(-90)] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ e^{-jk^+d_1} & e^{jk^-d_1} \\ e^{-jk^+d_2} & e^{jk^-d_2} \end{bmatrix} \quad (3.1.17)$$

Avec les nombres d'onde corrigés exprimés par :

$$k^+ = \frac{k + \alpha(1 - j)}{1 + M} \quad (3.1.18)$$

$$k^- = \frac{k + \alpha(1 - j)}{1 - M} \quad (3.1.19)$$

Plusieurs expressions existent pour calculer le coefficient d'atténuation viscothermique  $\alpha$  [7]. Une étude de sensibilité a été réalisée pour évaluer l'impact des différentes expressions de  $\alpha$  sur le calcul de l'intensité acoustique. Les différences constatées sont négligeables, par la suite l'expression utilisée est :

$$\alpha = \frac{\sqrt{2\nu\omega}}{Dc_0} \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{\sqrt{Pr}} \right) \quad (3.1.20)$$

Où  $\nu$ : est la viscosité cinématique du milieu ( $m^2/s$ ),  $\gamma$  est le ratio de chaleurs spécifiques et  $Pr$  est le nombre de Prandtl. Une fois ce calcul dans le domaine temporel réalisé, la transformée de Fourier étant une transformation linéaire, l'équation (3.1.15) peut s'écrire dans le domaine fréquentiel comme :

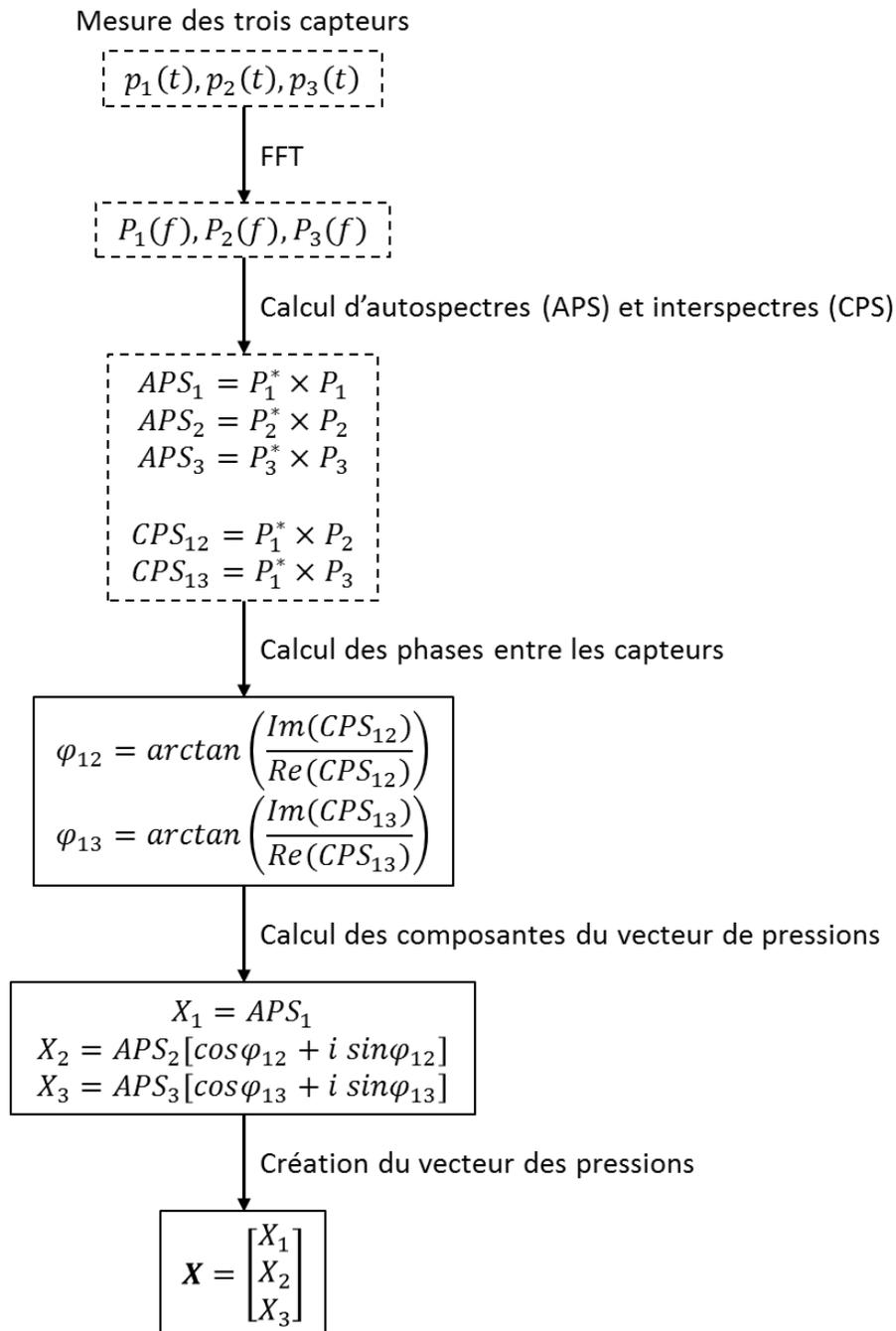
$$\mathbf{X}(f) = \mathbf{A}(f)\mathbf{S}(f) \quad (3.1.21)$$

Et finalement l'équation (3.1.1) devient :

$$\mathbf{P}_\theta(f) = \mathbf{W}_\theta^H \mathbf{X}(f) \quad (3.1.22)$$

La difficulté du beamforming est donc la détermination des bons vecteurs poids pour obtenir la pression de l'onde arrivant de la direction désirée. Deux différentes stratégies de calcul sont présentées dans la section suivante.

Le cheminement du post traitement réalisé concrètement dans la réalisation des essais est le suivant :



Les étapes entourées en pointillées sont réalisées de manière automatique par le système d'acquisition (PAK de Müller BBM). Les étapes entourées en solide sont calculées dans le programme de post traitement Matlab présenté en annexe A3. Le vecteur des pressions  $\mathbf{X}$  obtenu finalement est celui utilisé dans les équations (3.1.21) et (3.1.22).

### 3.1.2 Formation de voies LCMV

La stratégie LCMV [10] pour « Linearly Constrained Minimum Variance » en anglais, consiste à minimiser la variance du signal de sortie du système. Elle exploite les propriétés statistiques des signaux et du bruit mesurés.

En accord avec la section précédente, la sortie du système s'écrit :

$$p_{\theta}(t) = w^T \mathbf{x}(t) \quad (3.1.23)$$

La variance de la sortie peut donc être exprimée par la variable  $J$  :

$$J = E\{p_{\theta}(t)^2\} = E\{w^T \mathbf{x}(t) \mathbf{x}(t)^T w\} = w^T E\{\mathbf{x}(t) \mathbf{x}(t)^T\} w \quad (3.1.24)$$

Dans cette expression nous pouvons identifier la matrice de corrélation des données :

$$R_{xx} = E\{\mathbf{x}(t) \mathbf{x}(t)^T\} \quad (3.1.25)$$

Ainsi le problème de minimisation s'écrit :

$$\min_w \{w^T R_{xx} w\} \quad (3.1.26)$$

Une solution triviale serait  $w = 0$ , pour éviter ceci on contraint les vecteurs poids à donner une réponse unitaire pour la direction d'arrivée souhaitée. En utilisant la méthode des multiplicateurs de Lagrange, la solution au problème est :

$$\mathbf{W}_{LCMV} = \frac{R_{xx}^{-1} \mathbf{a}(\theta)}{\mathbf{a}(\theta)^H R_{xx}^{-1} \mathbf{a}(\theta)} \quad (3.1.27)$$

On peut remarquer que dans ce cas-ci, il est nécessaire que la matrice de corrélation des données soit inversible, ce qui est généralement le cas dans les mesures en conduite avec écoulement à cause de la présence du bruit d'écoulement qui n'est pas cohérent avec les signaux acoustiques.

### 3.1.3 Formation de voies DS

La stratégie de « Delay and Sum » (DS) [7] a été utilisée, étant donné sa simplicité de calcul et le fait qu'il n'y a pas besoin d'avoir des hypothèses statistiques sur les séries de données. Le but est de minimiser la différence entre la sortie de l'arrangement des capteurs et la sortie désirée (arrivant d'une direction donnée par exemple). Le problème de minimisation est décrit par l'équation (3.1.28) :

$$\min_w \{ | \mathbf{A}^H \mathbf{W}_{DS} - \mathbf{r}_d |^2 \} \quad (3.1.28)$$

Dont la solution optimale est :

$$\mathbf{W}_{DS} = \mathbf{A}^{+H} \mathbf{r}_d \quad (3.1.29)$$

Avec  $\mathbf{A}^{+H} = (\mathbf{A}\mathbf{A}^H)^{-1}\mathbf{A}$  la matrice pseudo-inverse de  $\mathbf{A}^H$  et  $\mathbf{r}_d$  la matrice contenant les réponses désirées, qui forcent une amplitude de 1 pour la direction désirée et 0 pour l'autre :

$$\mathbf{r}_d = [r_{df} \quad r_{db}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.1.30)$$

Une fois que les vecteurs poids sont calculés, la sortie du beamformer pour la direction donnée est calculée avec l'équation (3.1.22).

### 3.1.4 Comparaison DS et LCMV

Pour comparer les deux techniques du beamforming citées précédemment, une expérience a été menée, le but étant d'obtenir les pressions décomposées dans une section d'un conduit ainsi que l'intensité acoustique. Une mesure avec la technique de deux capteurs a été utilisée comme contrôle.

Le dispositif expérimental est montré dans la figure 16 : Une source acoustique (1) est utilisée pour envoyer une excitation de type bruit blanc égalisé dans un conduit (2) relié à un atténuateur de bruit de compresseur automobile (3). Ensuite un conduit (4) est fixé à une terminaison anéchoïque (5), dont la caractérisation complète est présentée dans le chapitre 4.

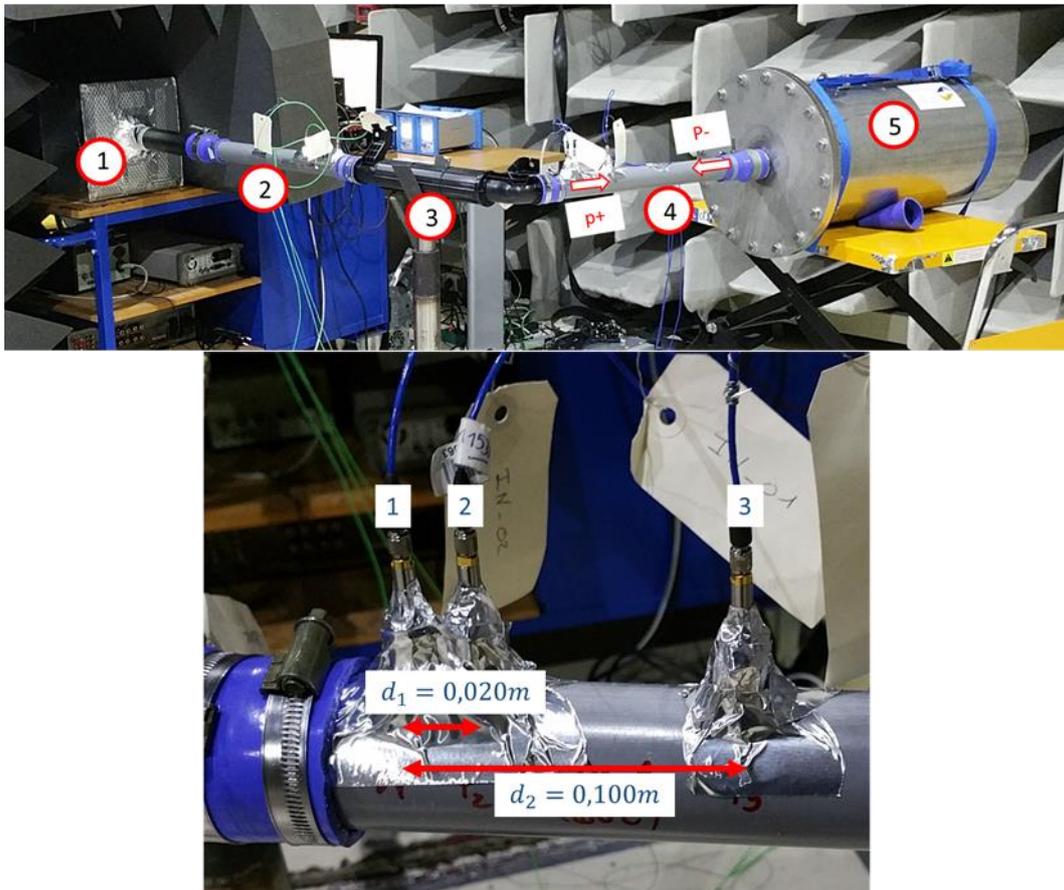
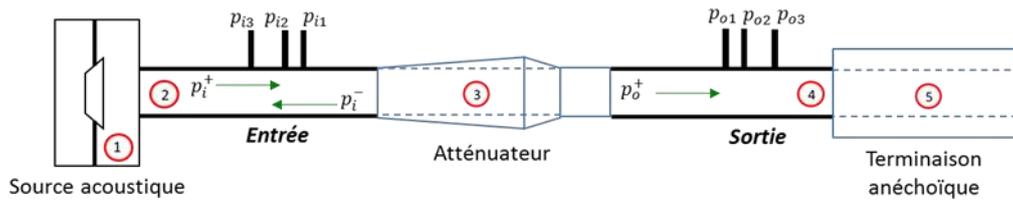


Figure 16 : Dispositif expérimental pour comparer les deux stratégies beamforming

La décomposition est faite dans le conduit (4) dans la section du capteur 1 comme montré sur la figure 16 en bas, les sens positifs et négatifs sont définis également.

Pour l'acquisition, des capteurs de pression rapide PCB comme décrit dans le chapitre 1 sont utilisés. L'acquisition est réalisée avec le logiciel PAK de Müller-BBM. Dans la pratique, PAK fournit les auto-spectres et inter-spectres entre les capteurs, et l'algorithme de décomposition est réalisé avec Matlab. Les distances entre les capteurs sont  $d_1 = 0.020\text{ m}$  et  $d_2 = 0.100\text{ m}$ . Le rayon du tube est  $r = 0.0225\text{ m}$ . Cette configuration donne une fréquence de coupure  $f_c = 4464\text{ Hz}$ , et une fréquence critique entre les capteurs 1 et 2  $f_{cr} = 8575\text{ Hz}$ . Ceci permet à la technique des deux capteurs de couvrir toute la plage des fréquences d'onde plane. Les spectres des figures 17, 18 et 19 ont une fréquence minimale de 500Hz dû aux caractéristiques de la source acoustique utilisée.

Dans la figure 17 nous pouvons voir que les résultats de la décomposition des pressions par les deux méthodes de beamforming sont très proches. L'excitation du haut-parleur était un

bruit blanc d'amplitude relativement constante sur toute la plage des fréquences, ce qui nous permet de voir que l'atténuateur opère dans une plage de fréquences entre 1500 Hz et 2500 Hz.

Une fois la décomposition réalisée, il est assez simple de calculer l'intensité acoustique se propageant dans le conduit avec la formule (1.2.12) et le coefficient de réflexion, qui est le rapport l'amplitude de l'onde incidente (+) par l'amplitude de l'onde réfléchie (-).

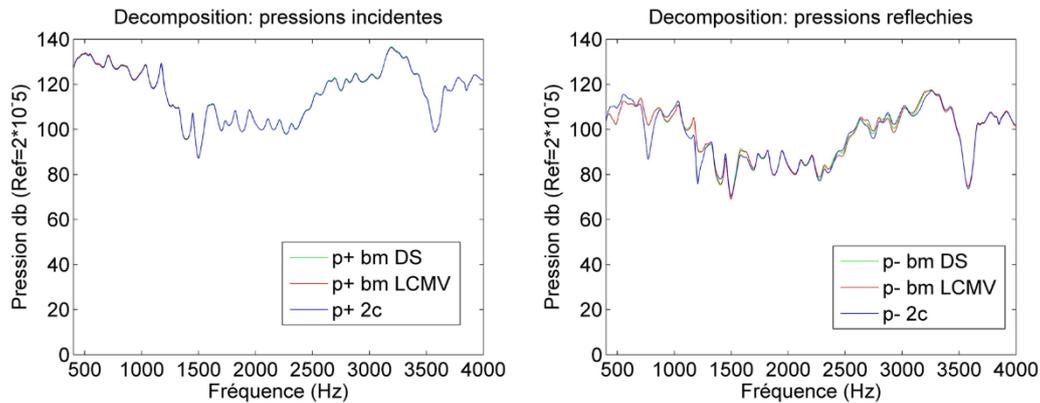


Figure 17 : Décomposition des ondes planes dans le conduit

Le coefficient de réflexion montre la part de pression qui retourne de la terminaison anéchoïque. On constate sur la figure 18 que celle-ci reste toujours en dessous de 20%.

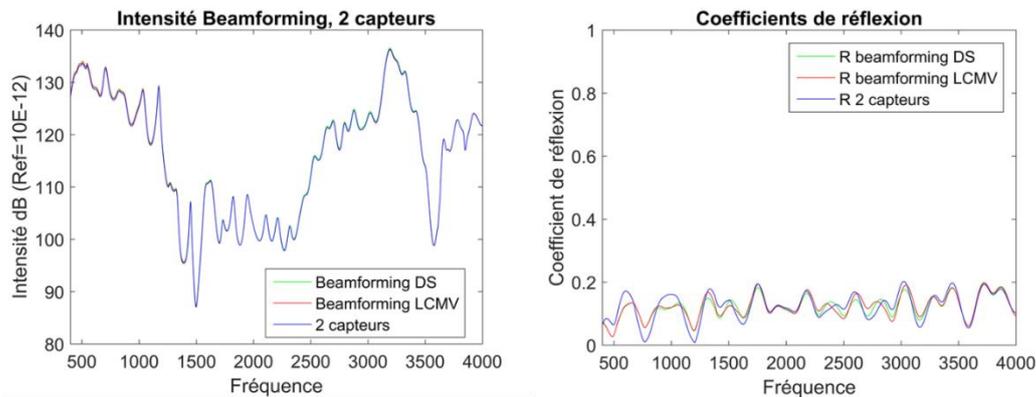


Figure 18 : Résultats d'intensité et du coefficient de réflexion

Finalement le résultat d'intensité acoustique est montré sur la figure 18 à gauche. On peut voir que les trois méthodes de décomposition donnent un résultat très proche. L'erreur relative des deux méthodes du beamforming par rapport à la méthode des deux capteurs a été calculée avec la formule suivante :

$$E = 100 \times \left| \frac{I_{beamforming} - I_{2\ capteurs}}{I_{2\ capteurs}} \right| \quad (3.1.31)$$

Les résultats sont montrés dans la figure 17. L'erreur maximale pour la méthode DS est de 0.37% à 1364 Hz, et pour la méthode LCMV est de 0.26% à 588 Hz. Nous pouvons donc

conclure que la méthode LCMV se rapproche plus de celle des deux capteurs, cependant les deux méthodes montrent des résultats très satisfaisants.

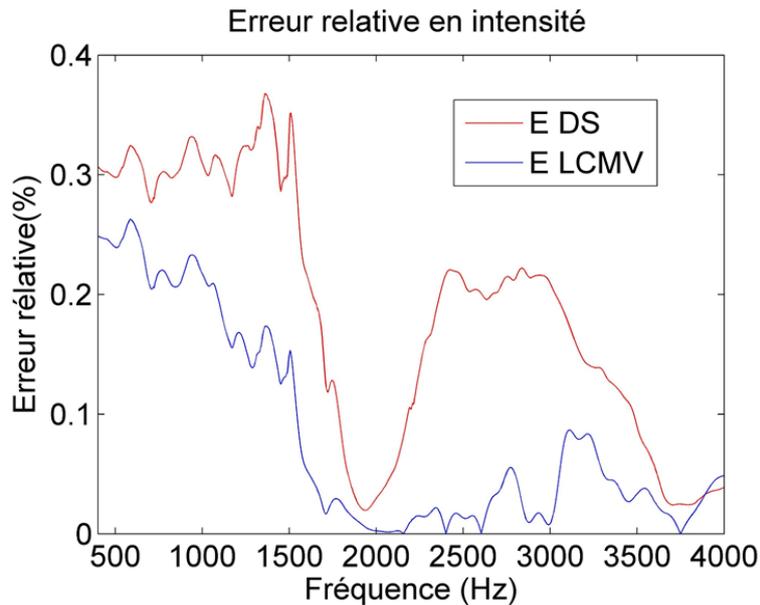


Figure 19: Erreur relative du beamforming par rapport à la méthode des deux capteurs

Etant donné sa simplicité de calcul, et son absence d'hypothèses statistiques sur les signaux, il a été décidé d'appliquer la méthode DS pour la suite des expériences.

## 3.2 Validation numérique

Pour valider les méthodes de décomposition, les algorithmes présentés dans le paragraphe précédent ont été utilisés dans un premier temps sur des données de pression issues d'une simulation éléments finis, ceci pour une géométrie simple comme montré sur la figure 18. Les dimensions des tuyaux donnent une fréquence de coupure à  $f_c = 4017\text{Hz}$ . Par ces simulations on cherche à tester les capacités des algorithmes à décomposer les ondes planes sans avoir les sources d'erreur issues des expérimentations.

Les simulations ont été réalisées sur le logiciel VAOne de ESI Group. Le logiciel utilise la méthode des éléments finis pour résoudre les équations de vibro-acoustique linéaire et fournir à chaque nœud la pression acoustique et à chaque élément la vitesse acoustique. L'excitation est réalisée avec la modélisation d'une plaque contrainte à vibrer seulement sur son mode de piston dans la direction de l'axe des conduits (flèche violette sur la figure 20). Un couplage vibro-acoustique est ensuite appliqué pour réaliser l'excitation acoustique. Une excitation sinusoïdale d'amplitude constante sur 10 Hz à 5 kHz a été appliquée simulant ainsi une excitation de bruit blanc. Pour disposer d'une référence, des capteurs virtuels d'intensité acoustique ont été placés à l'intérieur des cavités en des nœuds du maillage (figure 20).

Les résultats des deux méthodes en intensité (calculée à partir des composantes de la pression) sont comparés aux résultats du capteur de référence. A l'extrémité opposée du système, une impédance acoustique arbitraire égale à  $Z=1$  (figure 20) est utilisée pour éviter l'apparition

d'ondes stationnaires dans le système. La décomposition est réalisée en amont et en aval de la chambre d'expansion. Seulement ceux de la partie aval (côté terminaison) sont présentés.

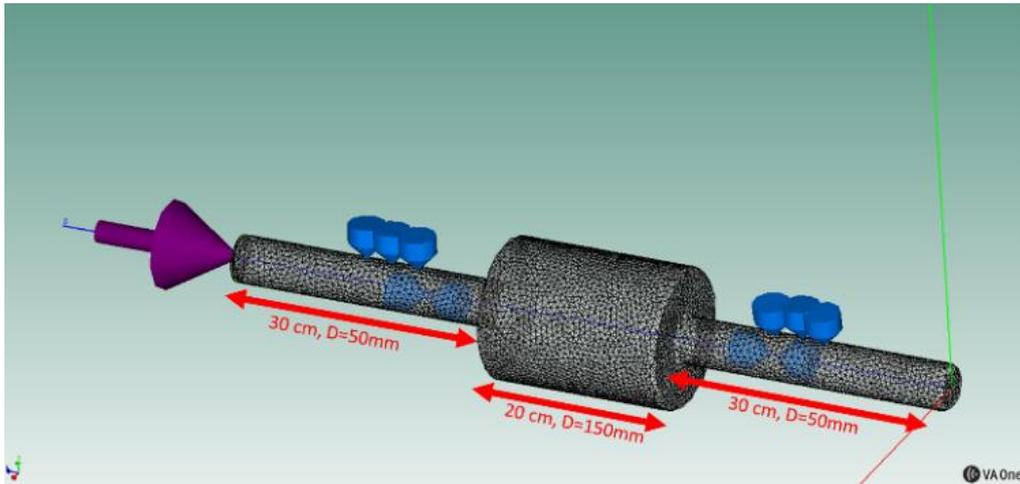


Figure 20 : Vue d'ensemble du domaine modélisé et de la localisation des capteurs de pression et intensité (60775 nœuds, 8 éléments par longueur d'onde à la fréquence maximum).

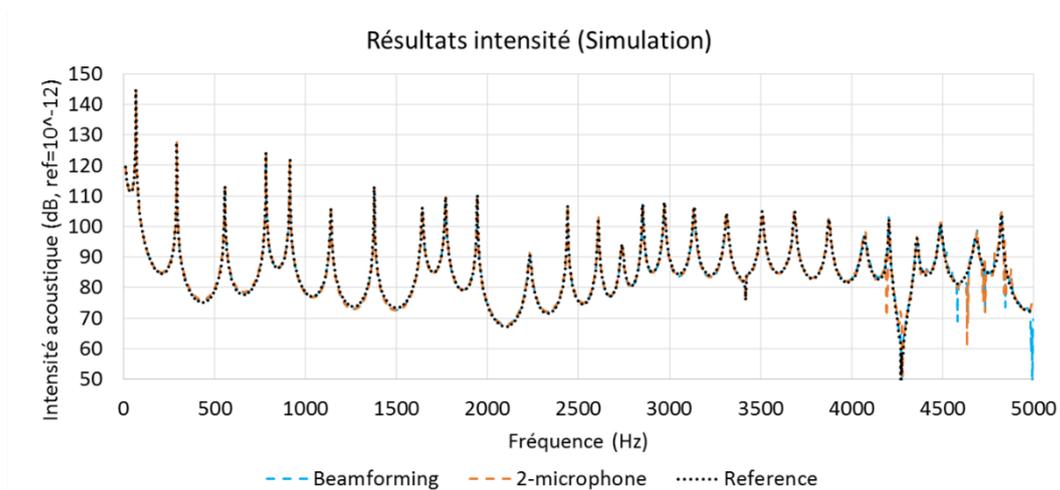


Figure 21 : Résultats d'intensité numériques

La figure 21 montre les résultats de l'intensité en fonction de la fréquence. Les courbes se superposent sur pratiquement toute la bande de fréquences. Il est possible d'ailleurs d'identifier la fréquence de coupure du conduit un peu au-dessus des 4000Hz. Pour pouvoir quantifier la différence entre les deux méthodes, l'erreur relative par rapport à l'intensité de référence donnée par le logiciel a été calculée et tracée sur la figure 22. Entre 10 et 1800 Hz l'erreur relative du beamforming est toujours inférieure. Entre 2000Hz et 4000Hz, les méthodes alternent étant plus proches de la référence chacune à leur tour. Globalement le beamforming donne des meilleurs résultats sur une bande de fréquences plus étendue, et nous pouvons remarquer que l'erreur maximale du beamforming (1.07% à 1353 Hz) est inférieure à celle de la méthode des deux capteurs (1.27% à 482 Hz). L'alternance entre une erreur positive et négative ne permet pas de dégager une conclusion quant à une surestimation ou sous-estimation du niveau de manière globale. Malgré ces différences, nous pouvons

considérer que les deux méthodes sont efficaces pour réaliser la décomposition des ondes planes.

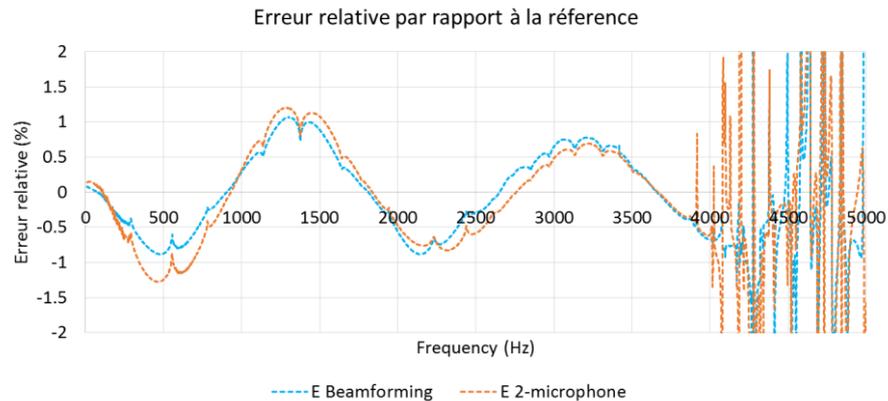


Figure 22: Erreur relative en intensité par rapport à la référence

### 3.3 Validation expérimentale

#### 3.3.1 Comparaison avec un capteur Microflow

De la même façon que la validation numérique, une validation expérimentale a été réalisée. Trois capteurs de pression ont été montés sur un conduit droit de diamètre  $D = 50 \text{ mm}$  avec une source acoustique (haut-parleur) d'un côté et une terminaison anéchoïque (caractérisée au chapitre 4) de l'autre. La fréquence de coupure correspondante est de  $f_c = 4017 \text{ Hz}$  à la température ambiante. L'espacement entre les capteurs a été choisi égal à  $43 \text{ mm}$  de façon à avoir une fréquence de repliement de la méthode des deux capteurs à  $3988 \text{ Hz}$ , cette fréquence est ainsi légèrement inférieure à la fréquence de coupure du conduit de façon à pouvoir observer le phénomène sur les résultats. En appliquant les restrictions de la formule (2.1.11), la plage de fréquences valide de la méthode à deux capteurs est  $398 \text{ Hz} < f < 3190 \text{ Hz}$ .

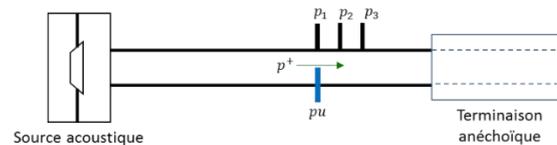
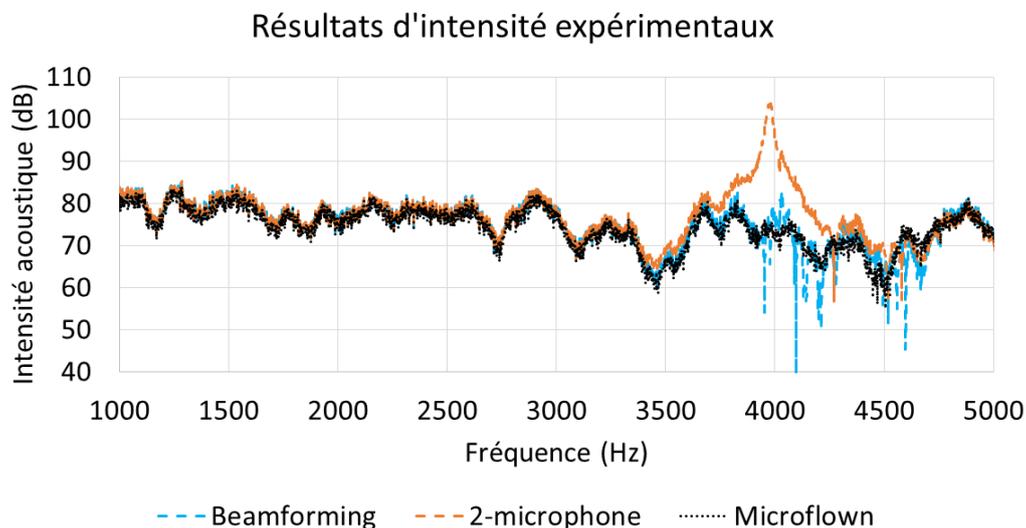


Figure 23 : Schéma et photos de l'expérience

Cette fois-ci, la mesure de référence devait être une mesure d'intensité acoustique complètement indépendante des travaux de cette thèse. La solution qui a été retenue a été une mesure d'intensité avec un capteur *Microflow* [20, 21]. Le principe de ce capteur est une mesure directe de la vitesse acoustique dans une seule direction (selon l'axe du conduit dans notre cas) et de la pression acoustique en deux points proches de l'espace, ce qui permet directement le calcul de l'intensité acoustique. L'excitation acoustique utilisée a été un bruit blanc de 1kHz à 5kHz.

Les résultats d'intensité sont présentés dans la figure 24. Il peut être constaté que les trois mesures sont proches les unes des autres jusqu'à autour de 3300Hz. Au-delà on peut clairement identifier le phénomène lié à l'indétermination de la méthode des deux capteurs grâce au pic d'amplitude décrit par la relation 2.1.10. Pour réaliser une étude plus fine, l'erreur relative des deux méthodes testées par rapport au capteur référence a été calculé avec la formule (3.1.32) et est présenté sur la figure 25. On peut constater dans un premier temps que sur l'ensemble de la plage de fréquences, les deux méthodes surestiment l'intensité acoustique, étant donné que l'erreur relative est positive. Cependant, la valeur absolue de l'erreur du beamforming est légèrement inférieure à celle de la méthode des deux capteurs sur l'ensemble des fréquences, le beamforming conduit à une intensité plus proche de la référence (*Microflow*).

$$E = 100 \times \frac{I_n - I_{Microflow}}{I_{Microflow}} \quad (3.1.32)$$



*Figure 24 : Comparaison des résultats d'intensité expérimentaux*

Les résultats des deux dernières parties permettent déjà d'apercevoir la possibilité d'utiliser le beamforming pour décomposer les ondes planes dans les conduits. Cependant, ils ont été obtenus sans écoulement dans le conduit, c'est pourquoi dans la partie suivante, une expérience permettant de mettre en évidence l'avantage du beamforming en présence d'écoulement a été mise en place.

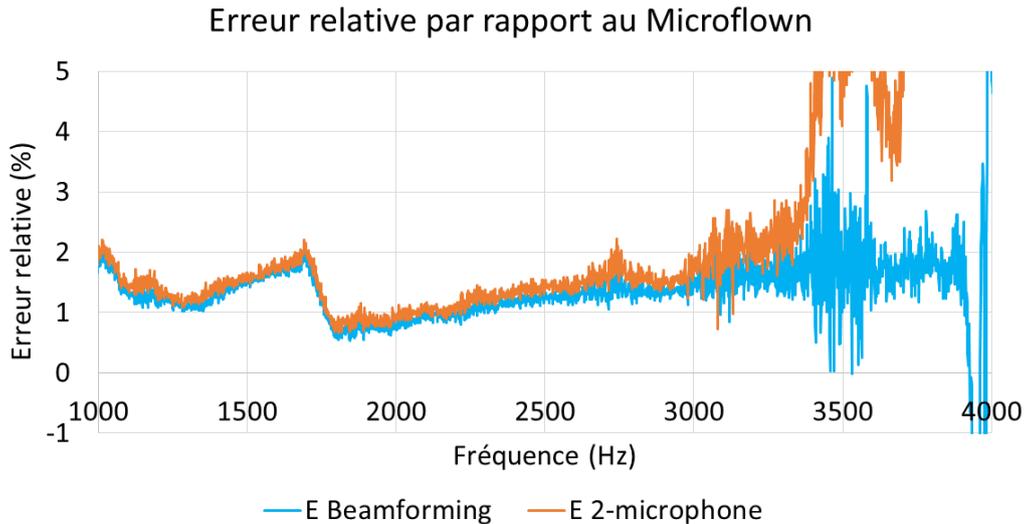


Figure 25: Erreur relative des deux méthodes par rapport au capteur référence

### 3.3.2 Validation avec une chambre d'expansion simple en présence d'écoulement

Pour valider la méthode du beamforming expérimentalement, une mesure de perte par transmission (Transmission Loss-TL) sur une géométrie simple a été réalisée. Le but étant de vérifier la bonne validité de la décomposition d'ondes planes par beamforming en présence d'un écoulement.

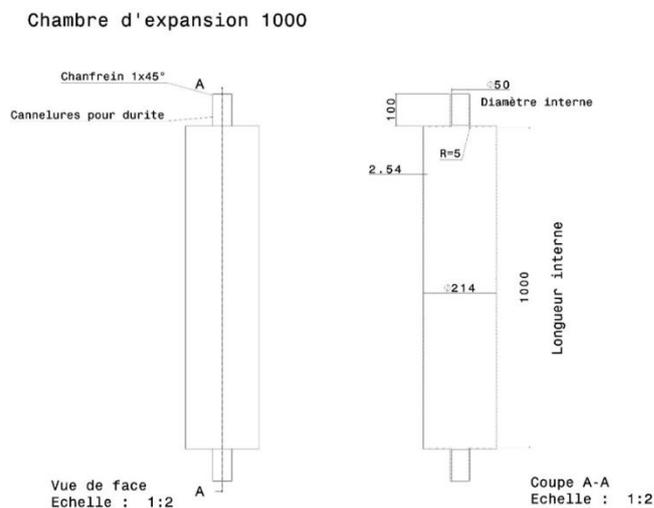


Figure 26: Géométrie de la chambre d'expansion simple

La géométrie du système à valider est celle d'une chambre d'expansion simple comme présentée figure 26, c'est-à-dire une augmentation brusque de diamètre suivi d'une restriction brusque. Cette géométrie a été choisie parce qu'une solution analytique (dont le modèle est présenté dans la partie 4.3.1 dans la suite) de perte par transmission est connue [42]. Sur la figure 27 on peut voir le dispositif expérimental. Une source acoustique de haut niveau est montée en dérivation du conduit principal. La génération du débit d'air est assurée par le banc

turbocompresseur décrit dans le chapitre 1. Deux arrangements de trois capteurs de pression sont positionnés en amont et en aval de la chambre d'expansion. Une terminaison anéchoïque est placée en fin de ligne pour éviter les réflexions.

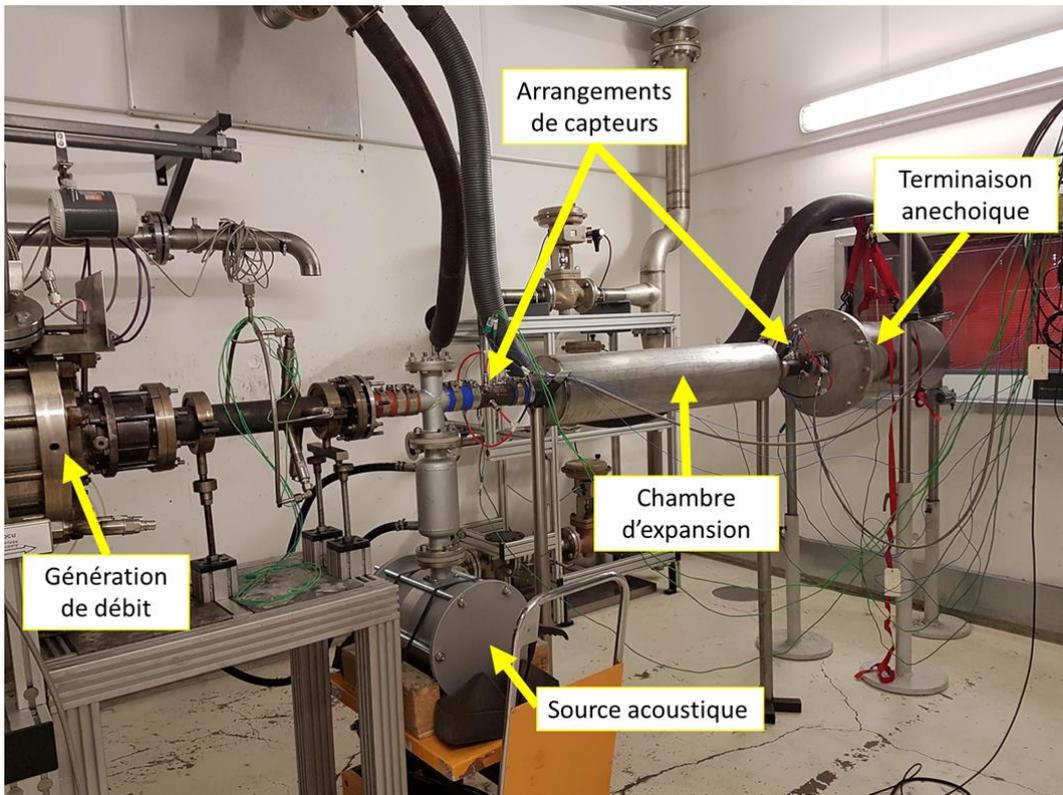
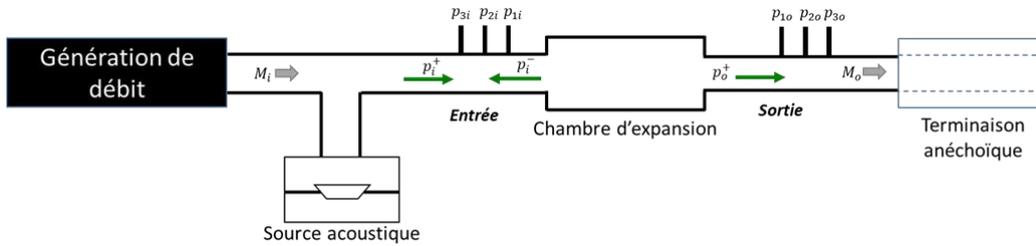


Figure 27: Dispositif expérimental pour validation du Beamforming

La figure 28 montre les résultats de TL obtenus pour les différents nombres de Mach dans les conduits. On peut dans un premier temps remarquer que plus l'écoulement est important, plus les courbes obtenues sont bruitées. Ceci dit, les deux méthodes (beamforming et TMM) semblent bien restituer la courbe de TL.

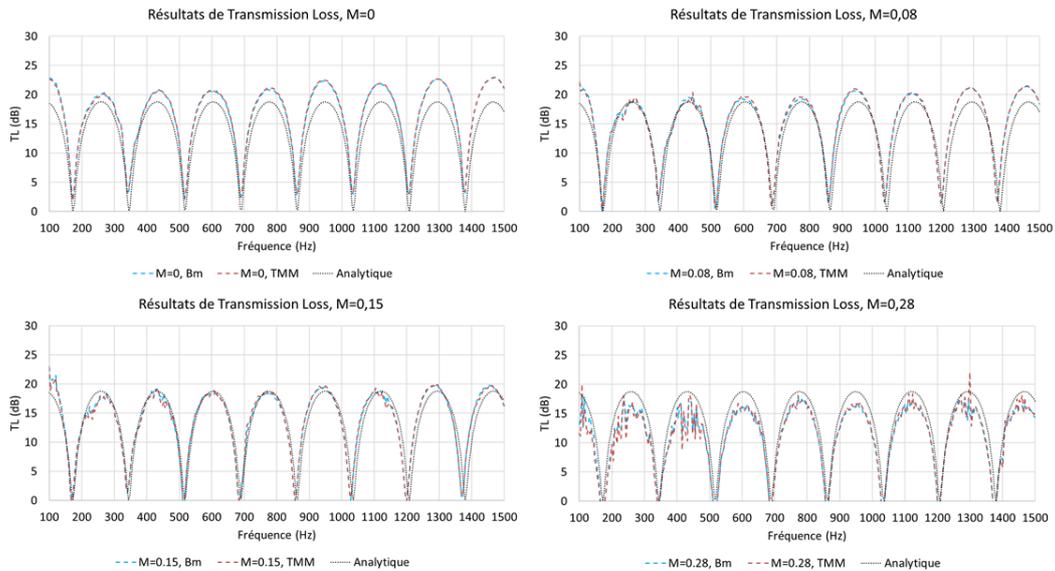


Figure 28: Résultats de TL en fonction du nombre de Mach

Pour comparer les deux méthodes, la figure 29 présente l'erreur relative moyenne (sur l'ensemble du spectre tracé) entre valeur théorique et TL obtenu par chacune des deux méthodes. Nous pouvons constater que l'erreur avec la méthode du beamforming est très légèrement inférieure quel que soit le débit.

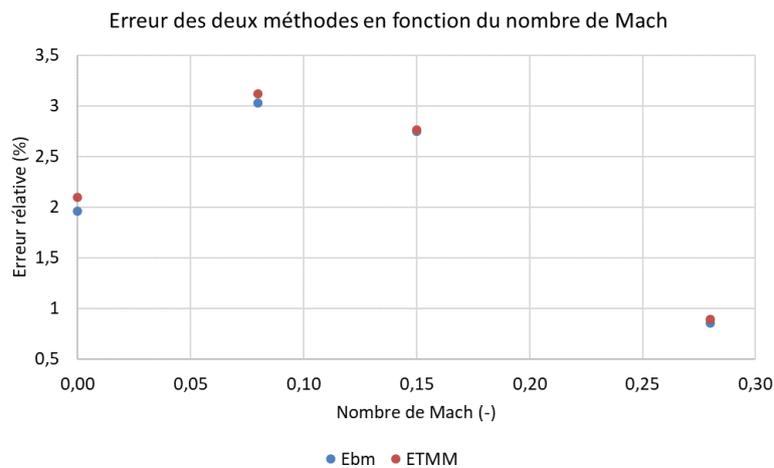


Figure 29: Erreur relative des deux méthodes en fonction du nombre de Mach

Nous avons donc vu que le beamforming peut être utilisé pour décomposer les ondes planes dans un conduit, ceci en présence ou non d'un écoulement d'air. Bien qu'il fournisse une précision accrue par rapport à la méthode classique des deux capteurs, cet avantage bien que très faible, est bien présent. Il serait donc intéressant d'essayer la décomposition par beamforming non seulement avec l'algorithme DS mais également avec le LCMV, voire d'autres. En termes d'encombrement, le beamforming permet de disposer de tubes de mesure relativement petits, par rapport à la méthode des deux capteurs quand elle est utilisée avec deux paires de capteurs.



---

## Chapitre 4 : Caractérisation acoustique passive

---

La méthode du beamforming ayant été testée, on présente ici ce que nous appelons la caractérisation acoustique passive, c'est-à-dire l'influence d'un système sur une excitation acoustique externe. Ceci est fait par l'utilisation des matrices caractéristiques de diffusion, de transfert et d'impédance. La perte par transmission (Transmission Loss) est présentée tout comme son lien avec les matrices caractéristiques. Un modèle d'estimation de cette grandeur sur une cartographie compresseur est présenté.

Ces méthodes sont d'abord validées sur une géométrie simple et ensuite sont appliquées au turbocompresseur :

- D'abord avec des simulations EF,
- Ensuite sur un turbocompresseur statique,
- Finalement sur un turbocompresseur en fonctionnement.



## 4.1 Introduction

### 4.1.1 Principe

La caractérisation acoustique passive, consiste à mesurer l'influence d'un système sur une onde qui le traverse. De manière générale, les systèmes atténuent les ondes acoustiques qui les traversent, mais ceci est fait de manière différente en fonction de la fréquence. Dans le cas du développement des moteurs dans l'automobile, cette caractérisation est particulièrement importante pour les éléments de la ligne d'admission d'air du moteur, puisqu'ils agissent sur les ondes de pression générées dans la chambre de combustion et qui ressortent par la bouche d'admission. La connaissance des caractéristiques passives de chacun des éléments permet également de connaître facilement les caractéristiques passives de l'ensemble de la ligne d'admission.

Dans ces travaux l'analyse est limitée à des systèmes à deux ports possédant une seule entrée et une seule sortie. Les grandeurs d'état utilisées sont celles de l'acoustique, à savoir pression et débit acoustique. Il est ensuite possible de relier ces grandeurs en entrée et en sortie de l'élément acoustique en utilisant différents formalismes matriciels. Ces formalismes permettent d'obtenir directement des caractéristiques du système (impédance, transfert, etc.), mais également de calculer d'autres grandeurs telles que la perte par transmission (*Transmission Loss* en anglais), très utilisée dans le monde de l'automobile.

Dans ce mémoire, trois formalismes matriciels sont utilisés, la matrice d'impédance, la matrice de transfert et la matrice de diffusion. Chacune des matrices présente des avantages et des inconvénients qui dépendent surtout de l'application de la matrice. Il est important de garder en tête également que ces matrices sont toutes les trois caractéristiques d'un même système acoustique, ce qui implique qu'elles sont liées linéairement entre elles, et connaissant l'une d'entre elles, il est possible de calculer les deux autres par transformations linéaires [23].

## 4.2 Théorie

### 4.2.1 La perte par transmission (Transmission Loss-TL)

La perte par transmission est définie comme la différence entre la puissance acoustique incidente et la puissance acoustique transmise par un élément acoustique. Cette différence est traduite par un rapport lors du calcul du TL en décibels :

$$TL = L_{W_i} - L_{W_{tr}} = 10 \log \left( \frac{W_i}{W_t} \right) \quad (4.2.1)$$

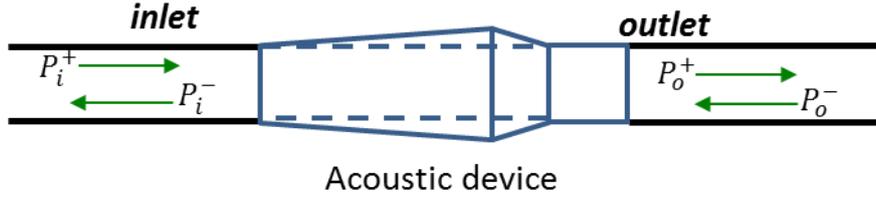


Figure 30: Composantes des ondes planes dans les conduits d'entrée et sortie d'un système acoustique

Les puissances incidente et transmise peuvent être calculées à l'aide de la décomposition des ondes planes citées dans les chapitres précédents. Par définition, la puissance acoustique transmise ne peut pas être supérieure à la puissance acoustique incidente (sauf dans les cas de systèmes sifflants).

## 4.2.2 Les matrices caractéristiques

Pour caractériser de façon passive un élément acoustique, il est utile d'introduire des formalismes matriciels qui relient l'état en entrée et sortie de l'élément. En acoustique, plusieurs grandeurs en entrée et sortie peuvent être utilisées, le plus communes étant la pression et la vitesse acoustique ( $u$ , cf. partie 1.2.2). Dans ces travaux, il a été choisi d'utiliser le débit acoustique défini par le produit de la vitesse acoustique par la section de la conduite.

$$Q_n = u_n S \quad (4.2.2)$$

La première matrice présentée est la matrice de transfert, qui exprime l'état en sortie en fonction de l'état en entrée du système. De par sa construction, elle est surtout utile pour caractériser des systèmes qui sont en série entre eux, la matrice de transfert d'un ensemble d'éléments étant le produit de des matrices de transfert de chaque élément. Les coefficients de la diagonale relient directement les pressions et débit en entrée et en sortie, il s'agit donc de coefficients sans dimension. Les coefficients hors diagonal, relient pression et débit en sortie et en entrée du système. Ils ont donc pour unités  $\left[\frac{Pa \cdot s}{m^3}\right]$  pour  $H_2$  et l'inverse pour  $H_3$ . Ainsi, quand on multiplie  $H_2$  (ou divise  $H_3$ ) par une surface, on obtient une impédance acoustique (ou l'inverse d'une impédance acoustique). Cependant, les grandeurs de pression et débit n'étant pas dans la même section, l'interprétation de ces deux coefficients reste compliquée.

$$\begin{pmatrix} P_o \\ Q_o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_1 & H_2 \\ H_3 & H_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ Q_i \end{pmatrix} \quad (4.2.3)$$

Une deuxième matrice est la matrice d'impédance qui permet d'exprimer les pressions (en entrée et en sortie) en fonction des débits acoustiques comme montré sur l'équation (4.2.4). On ne relie donc pas l'état en sortie à l'état d'entrée, mais les grandeurs de pression aux grandeurs de débit, ce qui en fait bien des coefficients des impédances acoustiques. Les

coefficients  $Z_{ii}$  et  $Z_{oo}$  correspondent aux impédances en entrée et en sortie du système. L'interprétation des coefficients hors diagonale est encore une fois difficile.

$$\begin{pmatrix} P_i \\ P_o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{ii} & Z_{io} \\ Z_{oi} & Z_{oo} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_i \\ Q_o \end{pmatrix} \quad (4.2.4)$$

En fait, le formalisme présenté par l'équation (4.2.4) ne représente pas réellement des coefficients d'impédance, mais des coefficients d'impédance ramenés à la section. Il faut donc, si l'on veut obtenir les coefficients d'impédance tels que définis par un rapport de pression et vitesse, les multiplier par la section du conduit.

Dans le cas des deux matrices précédentes, la décomposition des ondes planes est nécessaire pour calculer la pression et le débit acoustiques des vecteurs d'état. Dans le cas du dernier formalisme proposé, on utilise directement les composantes de pression comme on peut voir dans l'équation (4.2.5). Il s'agit de la matrice de diffusion. Pour la définir, il est d'abord nécessaire de définir les sens positifs et négatifs de la propagation des ondes planes. Dans notre cas nous prendrons la définition de la Figure 30.

$$\begin{pmatrix} p_i^- \\ p_o^+ \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} p_i^+ \\ p_o^- \end{pmatrix} \quad (4.2.5)$$

Nous pouvons alors remarquer que la matrice exprime les pressions « sortant » du système ( $p_i^-$  et  $p_o^+$ ) en fonction de celles « rentrant » dans le système ( $p_i^+$  et  $p_o^-$ ). Ne représentant que des liens entre des pressions, les quatre coefficients de la matrice sont sans dimension. Les deux termes de la diagonale correspondent à des coefficients de réflexion en entrée et sortie du système, les deux termes hors diagonale correspondent eux à des coefficients de transmission.

Une fois les matrices précisées, on peut utiliser directement leurs coefficients pour caractériser un système passif, ou alors elles peuvent être utilisées pour calculer la perte par transmission. Pour la matrice de diffusion le calcul est démontré par Råmmal et Åbom [27]. Une source acoustique est placée en entrée du système acoustique et une terminaison anéchoïque en sortie, comme montré sur la figure 31.

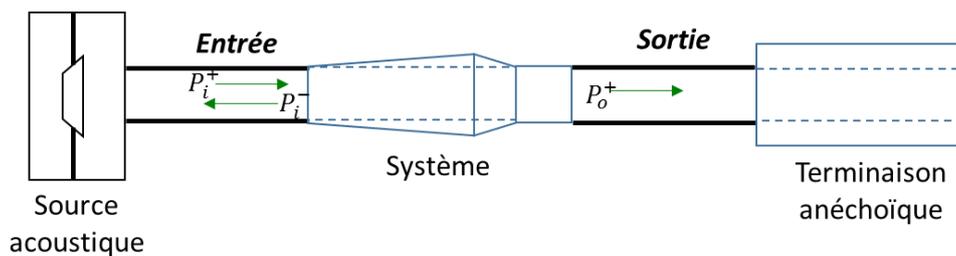


Figure 31: Configuration 1 : Entrée vers sortie

Dans cette configuration, la pression  $p_o^-$  est considérée négligeable, ce qui simplifie la matrice en négligeant les termes  $S_{12}$  et  $S_{22}$ . On trouve ainsi le coefficient de réflexion en entrée  $S_{11} = \frac{p_i^-}{p_i^+}$  et le coefficient de transmission entrée vers sortie  $S_{21} = \frac{p_o^+}{p_i^+}$ . On calcule ensuite les puissances acoustiques incidente ( $W_{i1}$ ,  $i$  pour incidente et 1 pour le 1er sens entrée vers sortie) et transmise  $W_{t1}$  comme indiqué dans le chapitre 1, on obtient :

$$W_{i1} = \frac{S_i |p_i^+|^2 (1 + M_i)^2}{\rho_i c_i} \quad (4.2.6)$$

$$W_{t1} = \frac{S_o |p_o^+|^2 (1 + M_o)^2}{\rho_o c_o} \quad (4.2.7)$$

En injectant les équations (4.2.6) et (4.2.7) dans l'équation (4.2.1) on trouve le TL dans le sens 1 (entrée-sortie) :

$$TL_{S1} = 10 \log \left( \frac{(1 + M_i)^2 S_i \rho_o c_o}{(1 + M_o)^2 S_o \rho_i c_i |S_{21}|^2} \right) \quad (4.2.8)$$

En utilisant le même raisonnement mais en inversant la terminaison et la source de la figure 31 on trouve le TL dans le sens sortie vers entrée :

$$TL_{S2} = 10 \log \left( \frac{(1 - M_o)^2 S_o \rho_i c_i}{(1 - M_i)^2 S_i \rho_o c_o |S_{12}|^2} \right) \quad (4.2.9)$$

Pour la matrice de transfert, un calcul est proposé par Munjal dans [42]. Dans la même configuration de la figure 31, on développe l'équation (4.2.3), on remplace les termes de pression et de débit par leurs définitions données dans le chapitre 1, et on néglige encore une fois  $p_o^-$ . On fait finalement apparaître le rapport  $\left(\frac{p_i^+}{p_o^+}\right)^2$  que l'on peut ensuite transformer en rapport de puissances. On remplace le résultat dans l'équation (4.2.1) et on trouve le TL entrée-sortie :

$$TL_H = 10 \log \left( \frac{1}{4} \frac{S_i \rho_o c_o (1 + M_i)^2}{S_o \rho_i c_i (1 + M_o)^2} \left| H_1 + H_2 \frac{S_o}{\rho_o c_o} + H_3 \frac{\rho_i c_i}{S_i} + \frac{S_o \rho_i c_i}{S_i \rho_o c_o} H_4 \right|^2 \right) \quad (4.2.10)$$

Finalement, une expression du TL est proposée ici par l'auteur en utilisant les termes de la matrice d'impédance. L'équation (4.2.4) est développée, les termes de pression et débit remplacés par leurs définitions, et le terme  $p_i^-$  est obtenu deux fois à travers deux équations

différentes. Les expressions obtenues sont alors égalées et le terme  $\left(\frac{p_i^+}{p_o^+}\right)^2$  est mis en évidence dans l'équation, puis utilisé pour le calcul des puissances incidentes et transmises. L'expression obtenue pour le sens entrée-sortie est alors :

$$TL_Z = 10 \log \left( \frac{1}{4} \frac{S_i \rho_o c_o (1 + M_i)^2}{S_o \rho_i c_i (1 + M_o)^2} \left| \frac{Z_{oo} S_o \rho_i c_i}{Z_{oi} S_i \rho_o c_o} - \frac{\rho_i c_i}{Z_{oi} S_i} - \frac{Z_{io} S_o \rho_i c_i}{\rho_o c_o (\rho_i c_i + Z_{ii} S_i)} \right|^2 \left| \frac{Z_{ii} S_i + \rho_i c_i}{\rho_i c_i} \right|^2 \right) \quad (4.2.11)$$

Il est évident qu'une fois la décomposition d'onde réalisée, la façon la plus simple de calculer le TL est d'utiliser la matrice de diffusion. Cependant dans des nombreuses applications on peut avoir accès aux matrices de transfert et d'impédance d'un composant sans avoir réalisé la décomposition. Dans ce cas il est intéressant d'avoir les expressions du TL en fonction des coefficients des trois matrices. On peut également remarquer que la matrice de diffusion fournit le TL dans les deux sens du système, les matrices d'impédance et de transfert étant tributaires du sens de l'excitation. Pour obtenir le TL dans le sens sortie-entrée, il est donc nécessaire d'inverser les matrices.

### 4.2.3 Résolution des matrices

Les équations matricielles (4.2.3), (4.2.4) et (4.2.5), sont des systèmes de deux équations à quatre inconnues. Ainsi, pour déterminer les coefficients des matrices caractéristiques, il est nécessaire de générer deux états différents pour le système de façon à avoir quatre équations. L'équation (4.2.3) par exemple devient :

$$\begin{pmatrix} P_{o1} \\ Q_{o1} \\ P_{o2} \\ Q_{o2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_1 & H_2 & 0 & 0 \\ H_3 & H_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & H_1 & H_2 \\ 0 & 0 & H_3 & H_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_{i1} \\ Q_{i1} \\ P_{i2} \\ Q_{i2} \end{pmatrix} \quad (4.2.12)$$

Avec 1 et 2 les indices sur les pressions et débits relatifs aux deux différents états. Nous pouvons ensuite réécrire le système comme

$$\begin{pmatrix} P_{o1} \\ P_{o2} \\ Q_{o1} \\ Q_{o2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_{i1} & Q_{i1} & 0 & 0 \\ P_{i2} & Q_{i2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P_{i1} & Q_{i1} \\ 0 & 0 & P_{i2} & Q_{i2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \\ H_4 \end{pmatrix} \quad (4.2.13)$$

On pose les matrices suivantes :

$$\mathbf{E}_o = \begin{pmatrix} P_{o1} \\ P_{o2} \\ Q_{o1} \\ Q_{o2} \end{pmatrix} \quad (4.2.14)$$

$$\mathbf{E}_i = \begin{pmatrix} P_{i1} & Q_{i1} & 0 & 0 \\ P_{i2} & Q_{i2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & P_{i1} & Q_{i1} \\ 0 & 0 & P_{i2} & Q_{i2} \end{pmatrix} \quad (4.2.15)$$

$$\mathbf{H} = \begin{pmatrix} H_1 \\ H_2 \\ H_3 \\ H_4 \end{pmatrix} \quad (4.2.16)$$

On peut alors réécrire l'équation (4.2.13) sous forme matricielle comme :

$$\mathbf{E}_o = \mathbf{E}_i \mathbf{H} \quad (4.2.17)$$

D'où finalement :

$$\mathbf{H} = \mathbf{E}_i^{-1} \mathbf{E}_o \quad (4.2.18)$$

En réalisant le calcul, on trouve alors les quatre coefficients de la matrice en fonction des pressions et débits dans les deux états différents :

$$H_1 = \frac{1}{D_H} (P_{o1} Q_{i2} - P_{o2} Q_{i1}) \quad (4.2.19)$$

$$H_2 = \frac{1}{D_H} (P_{o2} P_{i1} - P_{o1} P_{i2}) \quad (4.2.20)$$

$$H_3 = \frac{1}{D_H} (Q_{o1} Q_{i2} - Q_{i1} Q_{o2}) \quad (4.2.21)$$

$$H_4 = \frac{1}{D_H} (P_{i1} Q_{o2} - P_{i2} Q_{o1}) \quad (4.2.22)$$

Avec la quantité :

$$D_H = P_{i1} Q_{i2} - P_{i2} Q_{i1} \quad (4.2.23)$$

Il est important de remarquer que l'équation (4.2.18) présente une inversion de la matrice  $\mathbf{E}_i$ . Pour pouvoir résoudre l'équation elle doit donc avoir un déterminant non nul, ce qui se traduit par le fait que la quantité  $D_H$  doit être non nulle. D'un point de vue pratique, le fait que  $D_H$  soit non nul, implique que les états 1 et 2 doivent être le plus différent possible.

En appliquant la même méthodologie, on trouve les solutions pour la matrice d'impédance :

$$Z_{ii} = \frac{1}{D_z} (P_{i1}Q_{o2} - P_{i2}Q_{o1}) \quad (4.2.24)$$

$$Z_{io} = \frac{1}{D_z} (P_{i2}Q_{i1} - P_{i1}Q_{i2}) \quad (4.2.25)$$

$$Z_{oi} = \frac{1}{D_z} (P_{o1}Q_{o2} - P_{o2}Q_{o1}) \quad (4.2.26)$$

$$Z_{oo} = \frac{1}{D_z} (P_{o2}Q_{i1} - P_{o1}Q_{i2}) \quad (4.2.27)$$

$$D_z = Q_{i1}Q_{o2} - Q_{i2}Q_{o1} \quad (4.2.28)$$

Et pour la matrice de diffusion :

$$S_{11} = \frac{1}{D_s} (p_{i1}^- p_{o2}^- - p_{i2}^- p_{o1}^-) \quad (4.2.29)$$

$$S_{12} = \frac{1}{D_s} (p_{i2}^- p_{i1}^+ - p_{i1}^- p_{i2}^+) \quad (4.2.30)$$

$$S_{21} = \frac{1}{D_s} (p_{o1}^+ p_{o2}^- - p_{o2}^+ p_{o1}^-) \quad (4.2.31)$$

$$S_{22} = \frac{1}{D_s} (p_{o2}^+ p_{i1}^+ - p_{o1}^+ p_{i2}^+) \quad (4.2.32)$$

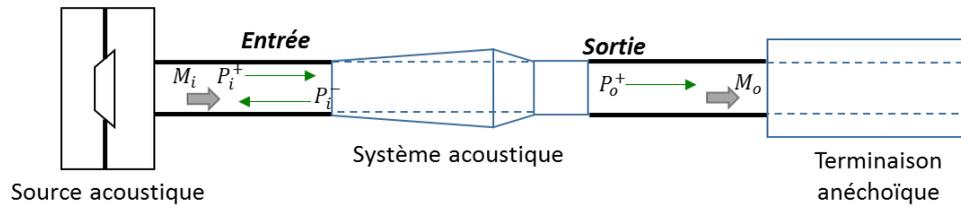
$$D_s = p_{i1}^+ p_{o2}^- - p_{i2}^+ p_{o1}^- \quad (4.2.33)$$

Nous pouvons désormais discuter la façon dont les deux états différents peuvent être générés. Dans la littérature des nombreuses approches existent, mais ici nous retiendrons deux stratégies.

La première est appelée « Deux cas de charge » (figure 32). On excite le système avec une source acoustique, et on génère les deux cas en changeant la charge acoustique en aval du système à caractériser. Dans cette même figure par exemple, l'excitation est réalisée en entrée, un premier cas utilise comme charge acoustique une terminaison anéchoïque. Le deuxième cas utilise une terminaison fermée.

La deuxième stratégie est appelée « Deux cas d'excitation » (figure 33). Dans cette stratégie, on excite d'abord en entrée du système, et ensuite on change la source de côté pour exciter ensuite à la sortie du système. Dans l'exemple de la figure 33, une terminaison anéchoïque est utilisée en fin de ligne pour les deux cas d'excitation.

### Cas 1:



### Cas 2:

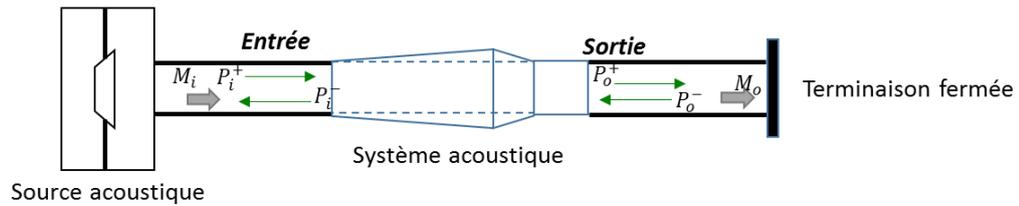
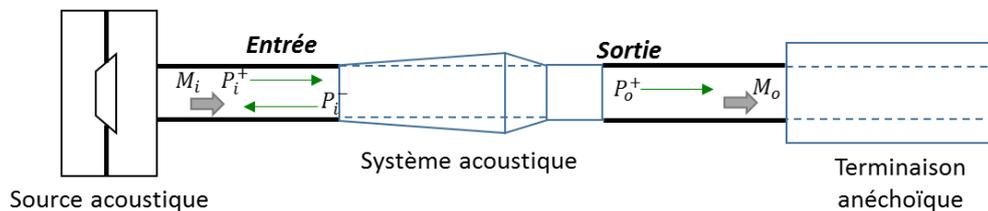


Figure 32 : Méthode des deux cas de charge

Les deux méthodes ont été testées sur un atténuateur de turbo automobile sans présence d'écoulement, en calculant le TL à partir de la matrice de diffusion de façon à avoir le TL dans les deux sens (entrée- sortie et sortie-entrée). Le dispositif expérimental est celui de la figure 16 où les configurations des figures 32 et 33 ont été reproduites.

### Cas 1:



### Cas 2:

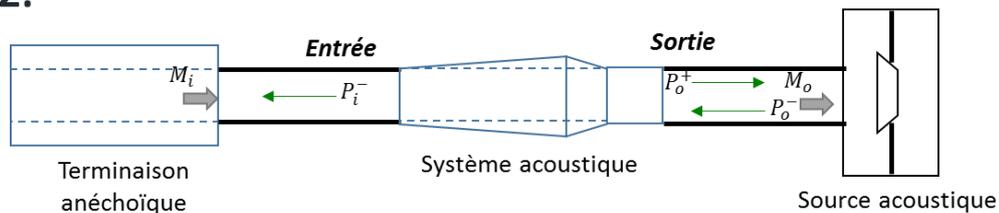


Figure 33: Méthode des deux cas d'excitation

Figure 34 les TL sont tracés avec les deux méthodes. On peut constater que la méthode des deux charges ne fournit pas des résultats satisfaisants dans le sens sortie-entrée. Une explication pourrait être que l'atténuateur réduit beaucoup l'amplitude de la pression qui est transmise à la branche de sortie. Dans le cas 1 ça n'a pas d'importance puisque la pression transmise  $p_{o1}^+$  est directement utilisée pour le calcul du coefficient  $S_{21}$  (équation 4.2.31). Dans le cas 2, la pression  $p_{o2}^-$  réfléchiée par la terminaison fermée fournit l'excitation du système à droite avec une amplitude atténuée. La mesure du TL sur la plage de fréquences où

l'atténuateur est efficace (1200 Hz à 2000Hz) est donc incorrecte. Cette difficulté est résolue par la méthode 2 sources comme montré ci-dessous.

Pour la méthode avec deux cas d'excitation, les résultats sont conformes quand ils sont comparés à la courbe de TL fournie par le constructeur (non fournie dans ce rapport). On peut voir que l'atténuation maximale est autour de 1500 Hz, et la plage de fonctionnement de l'atténuateur se situe dans la plage de bruit du compresseur, c'est à dire entre 1000 Hz et 3000 Hz.

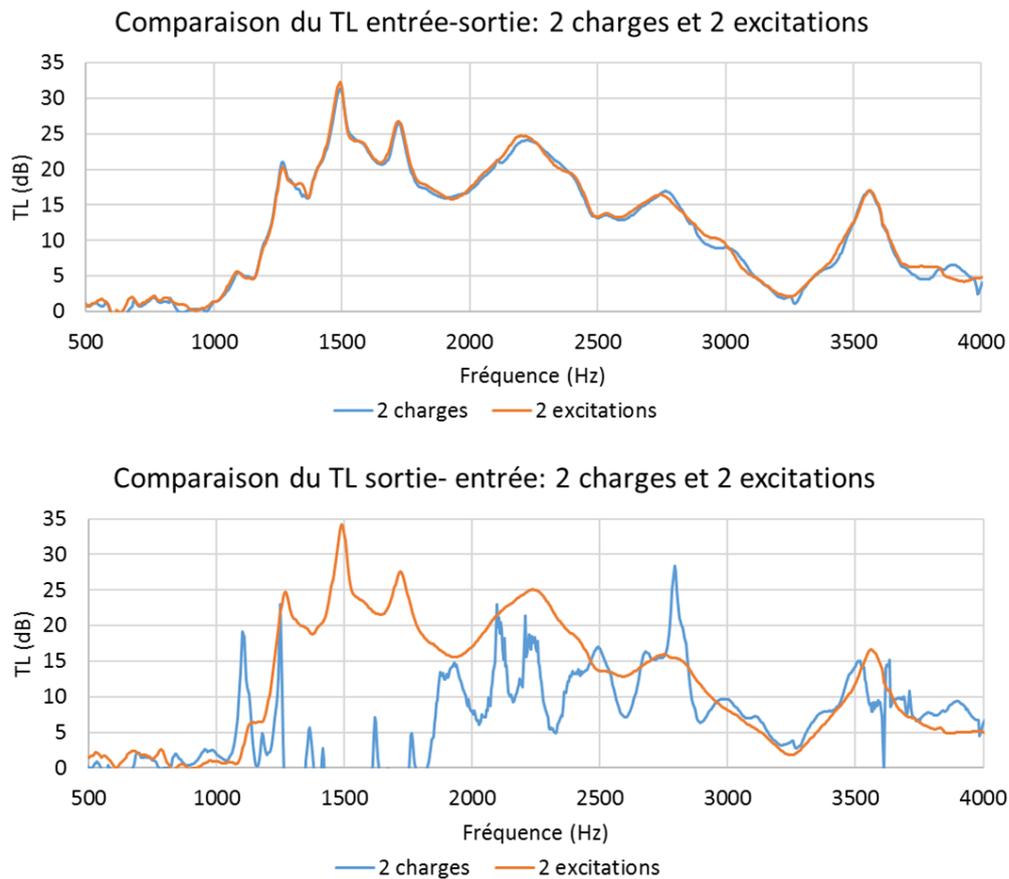


Figure 34: Résultats de TL d'un atténuateur automobile.

En conclusion, pour générer deux états acoustiques qui conduisent à un système inversible avec un rapport signal sur bruit satisfaisant quel que soit l'excitation, la façon la plus fiable est d'utiliser les deux cas d'excitation.

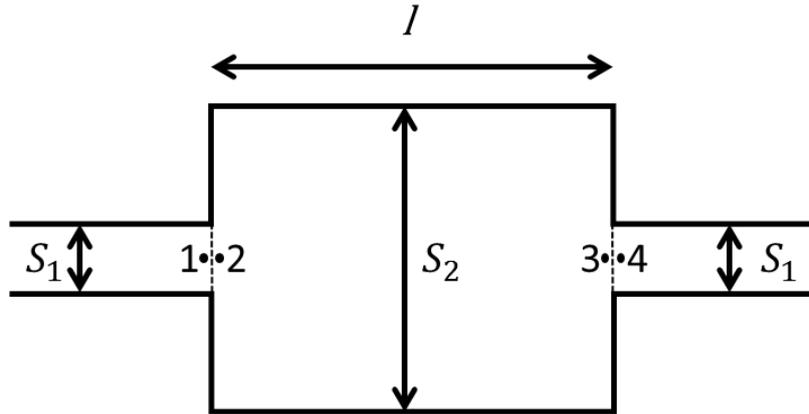
### 4.3 Validation sur une géométrie simple

Pour valider les méthodes de caractérisation passive présentées dans la section précédente, dans un premier temps un test est mené sur une géométrie simple, dont on dispose une solution analytique, permettant ainsi l'évaluation de l'efficacité de ces méthodes. La géométrie choisie est celle d'une chambre d'expansion simple comme celle utilisée dans la

section 3.3.2. La solution analytique est comparée aux simulations numériques 3D par éléments finis et aux essais sur banc.

### 4.3.1 Solution analytique de la chambre d'expansion

Dans [42], Munjal fournit les bases théoriques pour calculer la matrice de transfert d'une telle géométrie. Dans les changements de section nous avons des égalités de pression et de débit acoustique, exprimés par les équations (4.3.1) à (4.3.4) et comme montré sur le schéma ci-dessous :



$$P_1 = P_2 \quad (4.3.1)$$

$$Q_1 = Q_2 \quad (4.3.2)$$

$$P_3 = P_4 \quad (4.3.3)$$

$$Q_3 = Q_4 \quad (4.3.4)$$

Nous pouvons ensuite exprimer ces grandeurs en fonction des composantes des ondes planes au point 2, de façon à faire apparaître le lien entre l'état au point 2 et l'état au point 3 :

$$P_2 = p_2^+ + p_2^- \quad (4.3.5)$$

$$Q_2 = \frac{S_2}{\rho_0 c_0} (p_2^+ - p_2^-) \quad (4.3.6)$$

$$P_3 = p_2^+ e^{-jkl} + p_2^- e^{jkl} \quad (4.3.7)$$

$$Q_3 = \frac{S_2}{\rho_0 c_0} (p_2^+ e^{-jkl} - p_2^- e^{jkl}) \quad (4.3.8)$$

On développe ensuite les facteurs exponentiels dans les équations (4.3.7) et (4.3.8) sous leur forme trigonométrique, on fait apparaître les expressions de  $P_2$  et  $Q_2$  dans les équations, et finalement on utilise les égalités (4.3.1) à (4.3.4) pour obtenir  $P_4$  et  $Q_4$  en fonction de  $P_1$  et  $Q_1$ . En mettant les équations sous forme matricielle on obtient alors :

$$\begin{pmatrix} P_4 \\ Q_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos(kl) & -j \frac{\rho_0 c_0}{S_2} \sin(kl) \\ -j \frac{S_2}{\rho_0 c_0} \sin(kl) & \cos(kl) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} \quad (4.3.9)$$

Ce qui correspond bien à une forme matricielle respectant le formalisme de la fonction de transfert. Cette équation correspond au cas sans écoulement, en introduisant la correction en présence d'écoulement et d'atténuation viscothermique sur les nombres d'onde, on obtient alors :

$$\begin{pmatrix} P_4 \\ Q_4 \end{pmatrix} = e^{My + jk_{cor}Ml} \begin{pmatrix} \cos(k_{cor}l) & -j \frac{\rho_0 c_0}{S_2} \sin(k_{cor}l) \\ -j \frac{S_2}{\rho_0 c_0} \sin(k_{cor}l) & \cos(k_{cor}l) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_1 \\ Q_1 \end{pmatrix} \quad (4.3.10)$$

Avec  $k_{cor} = \frac{k+\alpha}{1-M^2}$  et  $y = \frac{\alpha l}{1-M^2}$ . On peut d'ailleurs trouver les coefficients des matrices d'impédance et de diffusion par transformations linéaires de la matrice de transfert comme montré par Frickey dans [23]. Une fois la matrice de transfert connue, nous pouvons calculer le TL de la chambre d'expansion avec la formule (4.2.10). On obtient :

$$TL = 10 \log \left( e^{2yM} \left( 1 + \frac{1}{4} \left( h - \frac{1}{h} \right)^2 \sin(k_{\alpha} l)^2 \right) \right) \quad (4.3.10)$$

Avec le rapport des sections  $h = \frac{S_1}{S_2}$ . La figure 35 montre l'influence de trois paramètres sur le calcul du TL. Pour la première courbe, une longueur de chambre de  $l=0.5\text{m}$  est utilisée et un nombre de mach  $M=0$ . Pour la deuxième, une chambre de rapport  $h=0.065$  et une longueur  $l=1\text{ m}$  est utilisée, et pour la dernière on fixe  $h=0.065$  et un nombre de Mach  $M=0$ . Ces dimensions arbitraires sont choisies pour bien faire apparaître l'influence des paramètres sur les graphiques. La première courbe montre l'influence de  $h$ , où nous pouvons voir que ce paramètre agit directement sur l'amplitude du TL, ainsi, plus la section d'entrée (et sortie) sera petite par rapport à la section de la chambre d'expansion, plus le TL sera important. Ensuite, on peut voir que le nombre de Mach « décale » la courbe de TL vers les basses fréquences dans le cas où l'écoulement a le même sens que le sens positif de l'excitation acoustique. Le phénomène est inversé (décalage vers les hautes fréquences) quand l'écoulement est de sens contraire à celui de l'excitation acoustique. Finalement la longueur de la chambre jouera sur l'étendue fréquentielle de la courbe, les minima du TL correspondant aux fréquences de résonance de la chambre en  $f=c/2l$ .

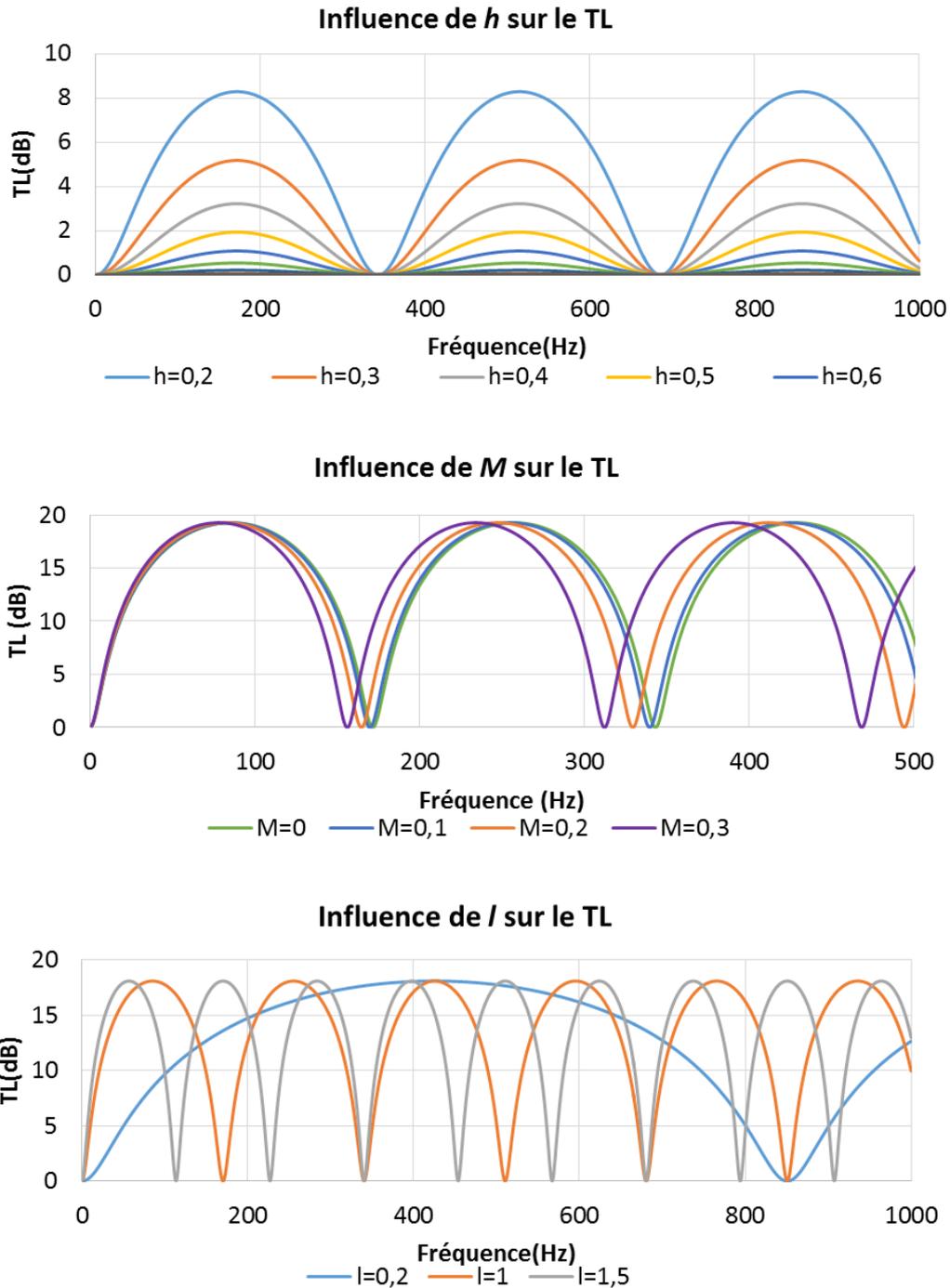


Figure 35 : Influence de différents paramètres sur le TL d'une chambre d'expansion

### 4.3.2 Simulations chambre d'expansion

Des simulations numériques par éléments finis ont été réalisées. Deux géométries de chambre ont été retenues : une de longueur  $l=0.2$  m et une de longueur  $l=1$  m, toutes les deux avec un rapport des sections  $h=0.065$ , qui correspond aux chambres d'expansion qui ont été fabriquées pour les essais avec un diamètre  $D_1 = 50$  mm et un diamètre  $D_2 = 214$  mm. La figure 36 montre une vue d'ensemble des modèles utilisés, pour la chambre de longueur 200 mm le

modèle possède 49011 éléments et 9560 nœuds, pour celle de 1000mm il a 213929 éléments et 38625 nœuds. L'excitation est imposée par le mouvement d'une plaque en extrémité contrainte à vibrer sur son seul mode de piston dans la direction de l'axe des conduits (flèche violette sur la Figure 36). Un couplage vibro-acoustique est ensuite appliqué pour réaliser l'excitation acoustique sinusoïdale d'amplitude constante sur 10 Hz à 5 kHz simulant ainsi une excitation de type bruit blanc. En fin de ligne une impédance ( $Z = \rho_0 c_0$ ) est utilisée de façon à simuler une terminaison anéchoïque.

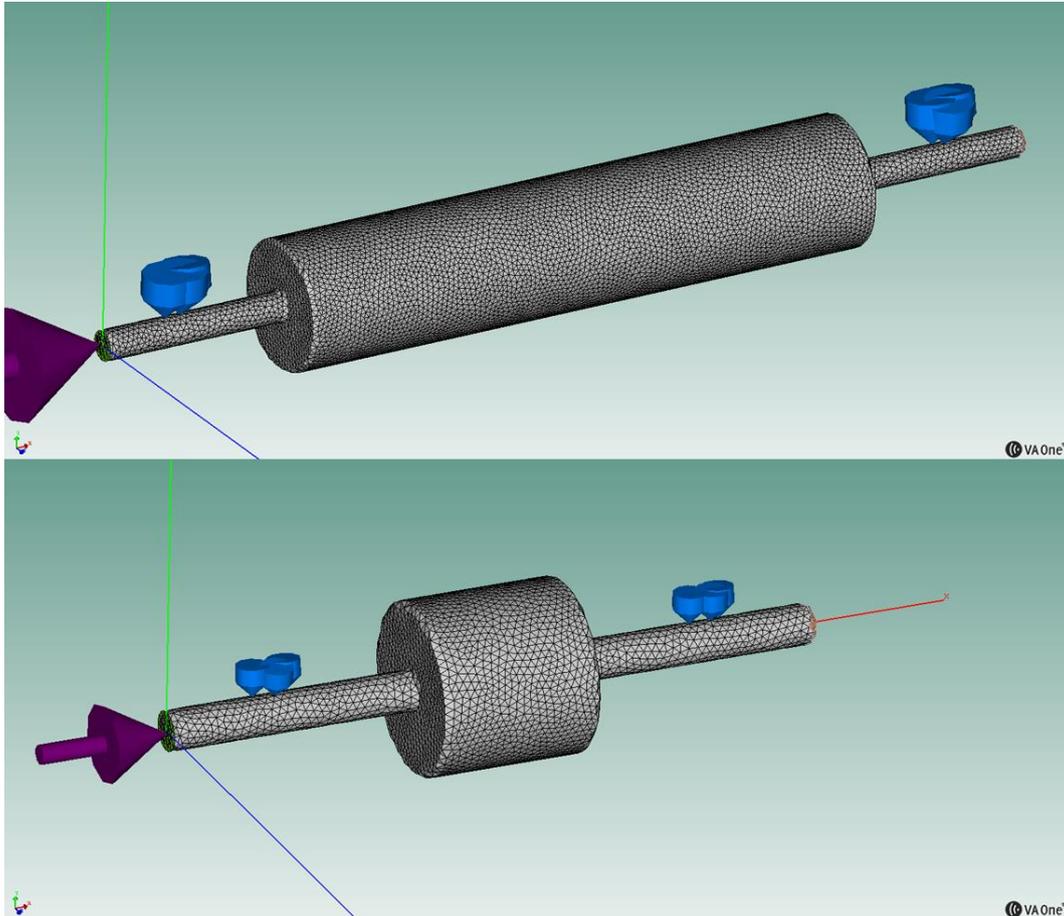


Figure 36: Vues globales des simulations EF des chambres d'expansion

Des simulations avec différents nombres de Mach ont été réalisées. Il est important de signaler que dans ces simulations, un seul nombre de Mach est appliqué à toute la géométrie modélisée, ce qui n'est pas conforme à la réalité, puisqu'une expansion du conduit entraîne une réduction de la vitesse d'écoulement, et une réduction une accélération. Ce phénomène n'est pas pris en compte dans ces simulations. Les résultats de TL sont montrés sur la figure 37. On peut voir que l'influence de la longueur de la chambre est bien conforme au modèle analytique. Cependant, l'influence du nombre de Mach n'est pas la même. Dans le cas des simulations, une augmentation du nombre de Mach engendre une augmentation de l'amplitude maximale du TL. Ceci-dit, les simulations ne sont conformes à la réalité, en effet, un nombre de Mach unique est introduit dans le logiciel, donc tous les nœuds sont soumis à cette vitesse d'écoulement, or dans la réalité, une expansion de la section engendrerait un

ralentissement de l'écoulement d'air et donc une diminution du nombre de Mach, et le phénomène contraire lors d'un rétrécissement de section.

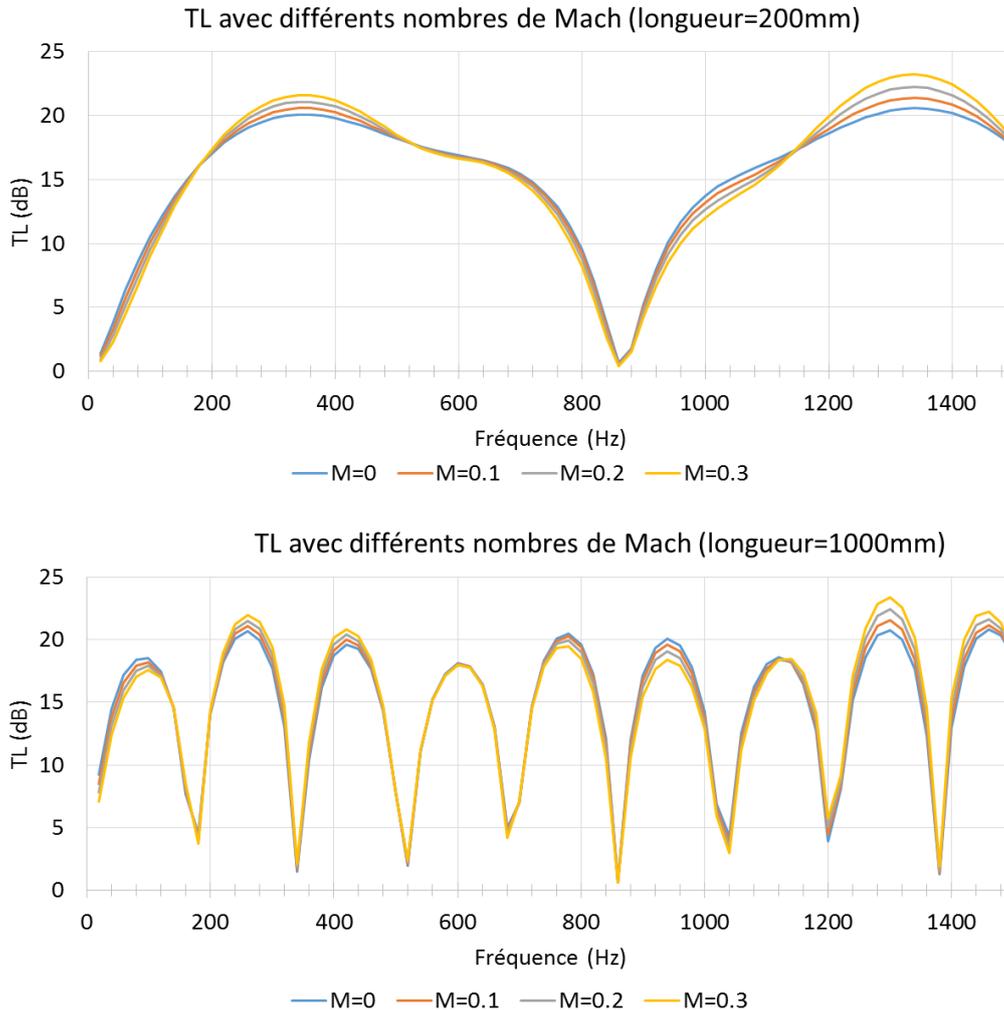


Figure 37: Résultats de TL pour les simulations EF

### 4.3.3 Essais sur une chambre d'expansion

Des essais ont été réalisés sur les mêmes géométries que celles utilisées lors des simulations. La génération de débit d'air a été réalisée avec un banc de type « gas stand » comme décrit dans le chapitre 1. L'air introduit dans les conduits est à température ambiante. Une source acoustique de haut niveau, placée en dérivation à l'entrée de la chambre d'expansion, réalise l'excitation acoustique avec un bruit blanc d'amplitude constant entre 100 Hz et 2000 Hz. En sortie de la chambre une terminaison anéchoïque a été utilisée. La mesure du TL a été menée avec la méthode de la matrice de diffusion simplifiée. La figure 38 montre le montage expérimental correspondant. Le schéma de principe est le même que la figure 27.



Figure 38: Dispositif expérimental pour les chambres d'expansion

Les résultats de TL sont montrés sur la figure 37. En haut sont les résultats pour la chambre d'expansion de longueur  $l=200$  mm. On peut constater que les résultats pour  $M=0$  et  $M=0.08$  sont proches des simulations. Cependant pour des vitesses d'écoulement supérieures, les courbes de TL sont très bruitées. Pour des longueurs faibles de la chambre d'expansion et des vitesses d'écoulement élevées, le bruit d'origine aérodynamique devient extrêmement important réduisant le rapport signal sur bruit. Les résultats du TL sont alors non fiables.

Pour la chambre de longueur d'un mètre, les résultats sont plus conformes aux simulations. Les fréquences de maxima et de minima des TL coïncident bien avec le calcul. Cependant, on peut constater que l'amplitude change en fonction de la vitesse de l'écoulement, avec une tendance : plus le nombre de Mach augmente, plus l'amplitude du TL diminue.

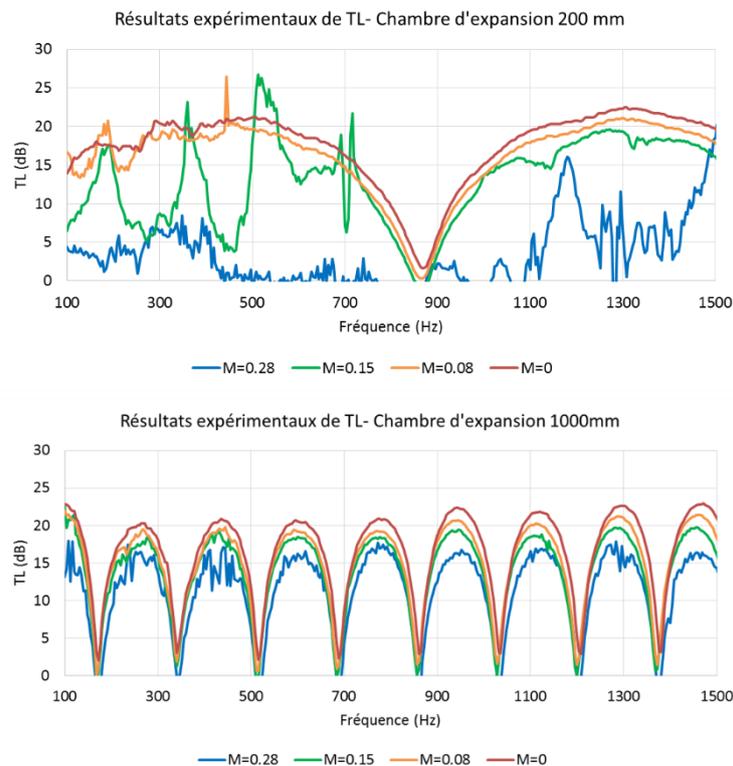


Figure 39 : Résultats expérimentaux de TL pour les chambres d'expansion

La figure 40 montre une comparaison en un point de vitesse d'écoulement ( $M=0.3$ ), entre le calcul analytique, les simulations et les essais. On peut voir une bonne concordance en termes

de fréquence, les minima et maxima se trouvant aux mêmes fréquences pour les trois résultats. En termes d'amplitude les résultats sont un peu moins en accord, notamment le résultat des simulations étant fluctuant quant à l'amplitude maximale du TL, sensée pourtant être constante d'après la solution analytique.

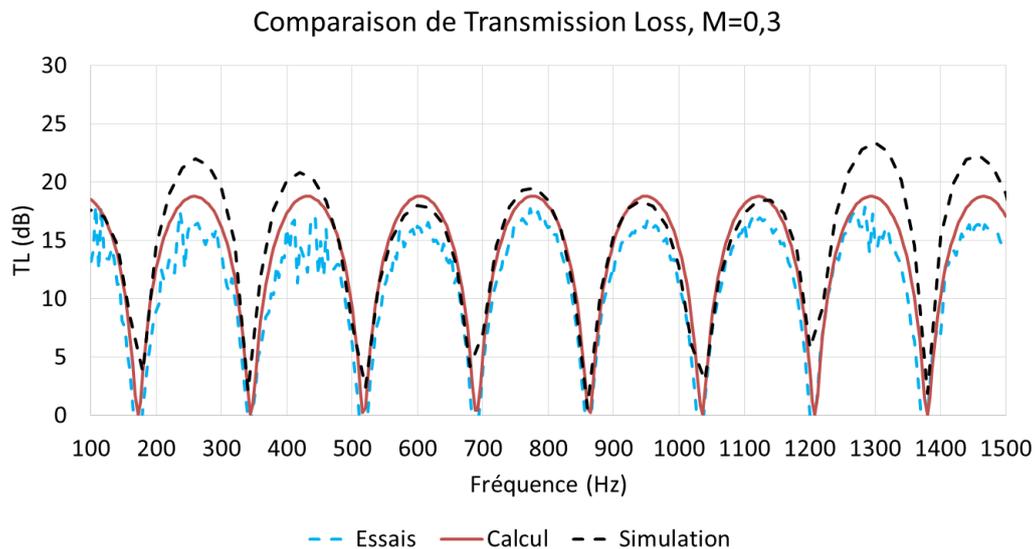


Figure 40: Comparaison essais, simulation et calcul analytique pour la chambre de longueur de 1m et  $M=0.3$

Les résultats sur cette géométrie simple ayant été jugés satisfaisants, les méthodologies de caractérisation passive ont été appliquées sur des compresseurs comme montré sur la section suivante.

## 4.4 Applications au turbocompresseur : simulations

### 4.4.1 Retro ingénierie sur le turbocompresseur K04

Pour pouvoir réaliser des simulations acoustiques sur une géométrie de turbocompresseur, il a été nécessaire dans un premier temps de construire la géométrie 3D de ce turbo, les fichiers 3D originaux des constructeurs n'étant pas disponibles. En partenariat avec le laboratoire de métrologie de l'ENSAM de Lille; il a été décidé de réaliser une mesure 3D des géométries de la roue compresseur et de la roue turbine du turbocompresseur Garrett K04 (voir détails chapitre 5). Pour cela, la première étape a été d'usiner certaines aubes des roues compresseur et turbine pour qu'un laser d'une machine à mesurer 3D soit capable de scanner la totalité de la surface intrados et extrados de chaque type d'aube (l'aube turbine et les des deux types différents d'aube du compresseur). La Figure 41 montre les roues avant et après usinage. Les roues étant à symétrie cyclique, scanner une seule aube est suffisant pour pouvoir reconstruire la totalité de la géométrie.

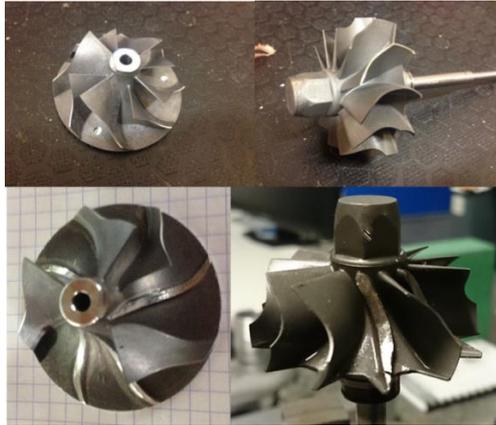


Figure 41: Usinage des roues du turbo. Gauche : Compresseur. Droite : Turbine.

Le processus du scan ainsi que le résultat final sont montrés sur la Figure 42. Avec le scan de la machine à mesurer 3D on obtient un nuage de points qui est ensuite traité avec CATIA pour générer les surfaces des pièces.

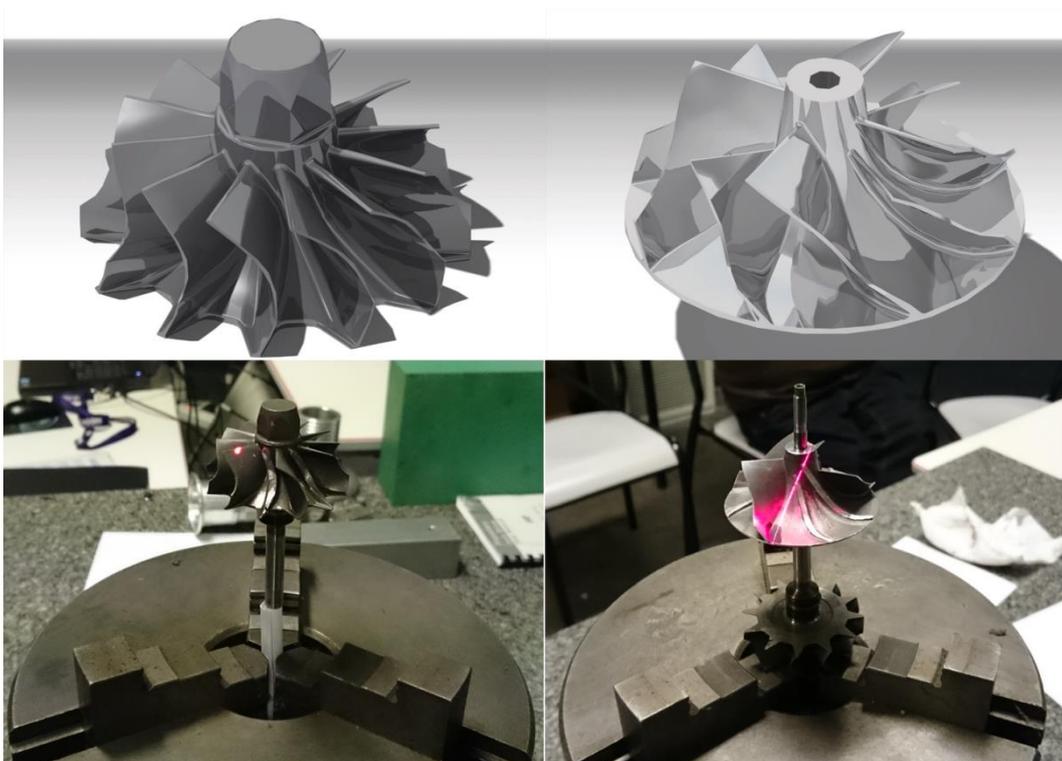


Figure 42 : Processus de scan des aubes (bas) et résultat (haut)

Une fois la géométrie des roues obtenue, des calculs modaux par éléments finis ont pu être réalisés pour pouvoir obtenir les fréquences propres et les déformées modales des différentes aubes. La figure 43 montre le détail des modèles éléments finis réalisés. Des conditions limites d'encastrement ont été utilisées sur les parties sectionnées de la roue.

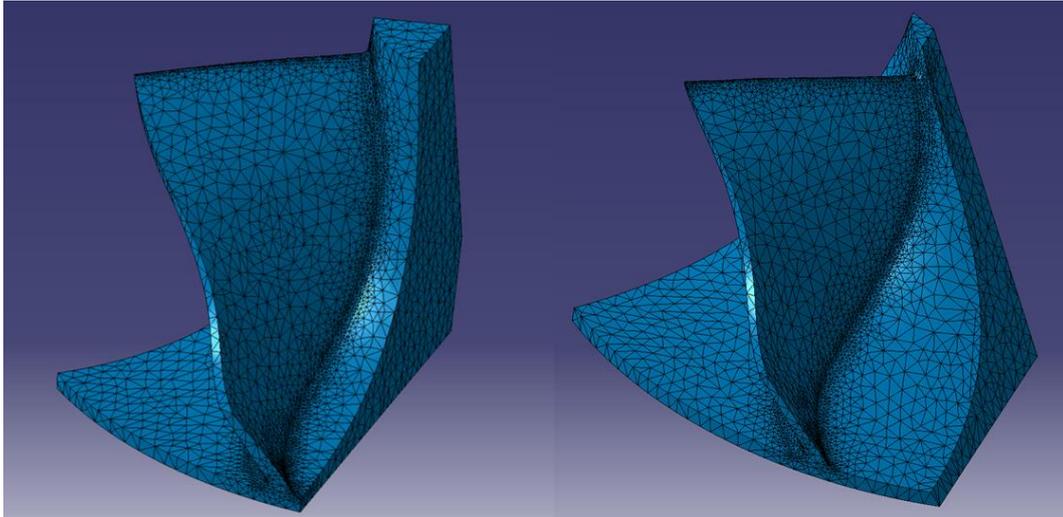


Figure 43: Détails du maillage des modèles des aubes compresseur

Une étude de convergence a été réalisée pour optimiser la taille des éléments du maillage et réduire ainsi le temps de calcul. Une taille globale de 0.8 mm a été retenue et une taille locale de 0.1 mm pour les endroits de changement de section, notamment les bases des aubes. Les résultats des fréquences sont présentés sur les tableaux un et deux.

Dans la campagne de calculs modaux, des calculs ont été réalisés sur ANSYS pour estimer l'influence de la vitesse de rotation sur les fréquences propres des aubes. Les fréquences propres de l'aube ont été calculées sans rotation et avec une vitesse de rotation de 100 000 tours/minute, 175 000 tours/minute et 225 000 tours/minute (qui correspondent à certaines lignes iso-vitesse de la cartographie compresseur). On constate que la fréquence propre augmente de façon quadratique en fonction de la vitesse de rotation. Ceci est dû au fait que la vitesse de rotation peut être considérée comme une précontrainte dans l'analyse modale qui vient rajouter de la raideur à la structure en fonction de la vitesse de rotation.

Concernant la volute du compresseur, il est très compliqué de réaliser les mesures 3D. Cette géométrie a donc été estimée avec des mesures de volume intérieur pour confirmer une certaine correspondance avec la réalité. La figure 44 montre quelques étapes de la construction de la volute en 3D.

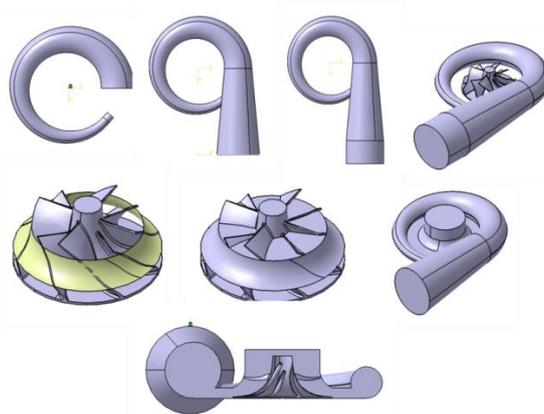


Figure 44: Construction de la volute compresseur autour de la roue

## 4.4.2 Validation de la géométrie par analyse modale expérimentale

Le sujet de cette thèse contenait au début du projet une partie sur la vibration des turbocompresseurs qui, par des raisons diverses, a été abandonnée par la suite. Cependant dans le cadre d'études vibratoires sur le turbocompresseur une analyse modale pointue a été réalisée sur l'ensemble tournant du turbo (roue compresseur, roue turbine et arbre). Cette étude a permis, d'un point de vue de l'étude acoustique, de valider la géométrie à utiliser pour les simulations EF.

Ainsi, pour corrélérer avec les calculs éléments finis, une campagne d'essais modaux a été réalisée au sein du Centre d'Essais en Vibration et Acoustique Automobile (CEVAA) à Rouen, qui a une expertise dans l'analyse modale par vibrométrie 3D.

La figure 45 montre le dispositif expérimental, l'ensemble tournant (roue compresseur, arbre et roue turbine) a été encastré sur un marbre au niveau du nez de la roue turbine. La roue compresseur était montée serrée sur l'arbre et en butée avec l'épaule de l'arbre. Deux types d'excitateurs vibratoires ont été utilisés, le premier a été un marteau d'impact, qui était piloté par une bobine de façon à pouvoir reproduire l'effort et la durée de l'impact de façon fiable. Le deuxième a été un excitateur piézoélectrique qu'on voit entouré en rouge sur la figure 45. Il s'agit d'un excitateur qu'on alimente avec une tension électrique et qu'on peut alors piloter en fréquence. Cependant on ne connaît pas l'effort qu'il injecte sur la structure. Le marteau excite la structure entre 0Hz et 15kHz par un impact. L'excitateur piézoélectrique produit un sinus balayé piloté entre 10kHz et 64kHz. Ainsi, le marteau d'impact excitera surtout les modes de l'arbre, et l'excitateur piézoélectrique les modes des aubes.



Figure 45 : Dispositif expérimental pour les analyses modales

L'acquisition vibratoire était réalisée avec un vibromètre laser 3D à balayage. Grâce à trois têtes de mesure, on récupère des déformées en 3D en fonction de la fréquence. Pour réaliser les acquisitions, un quadrillage de points de mesure doit d'abord être mis en place sur la pièce. En chaque point une moyenne sur dix mesures est faite, le laser passe ensuite au point suivant.

Les résultats expérimentaux sont comparés aux simulations sur les tableaux 1 et 2. On peut constater que la plus grande différence trouvée entre la mesure et le calcul est de 7.5%, on

peut donc considérer que la géométrie obtenue par les mesures 3D est conforme à la réalité. Les déformées calculées coïncident également avec les déformées constatées lors des essais. En analysant les résultats expérimentaux, on constate que chacune des aubes a une fréquence propre différente, on peut alors déduire que les aubes ne sont pas identiques entre elles, et elles possèdent chacune leur fréquence propre. On peut comprendre ce choix de fabrication, en effet si toutes les aubes rentraient en résonance à la même fréquence, les conséquences destructives pour la roue seraient plus importantes qu'une résonance d'une seule aube. Cependant, par la suite, pour simplifier, un modèle de roue parfaitement symétrique a été utilisé.

Tableau 1 : Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour les petites aubes compresseur

Petite aube			
	Modelisation	Mesure	Erreur
Mode	Fréquence	Fréquence	%
1	12314	12055	2.1
2	24971	23875	4.4
3	28663	28755	0.3
4	40734	41042	0.8
5	46605	44340	4.9
6	54494	54767	0.5

Tableau 2 : Comparaison des fréquences propres mesurées et calculées pour les petites aubes compresseur

Grande aube			
	Modelisation	Mesure	Erreur
Mode	Fréquence	Fréquence	%
1	10686	10957	2.5
2	22813	21107	7.5
3	29619	31590	6.7
4	37315	38020	1.9

### 4.4.3 Simulations sur turbocompresseur statique

Une fois les géométries des aubes et de la volute jugées satisfaisantes, des simulations acoustiques par éléments finis ont été réalisées en modélisant la cavité d'air qui résulte de l'assemblage de la roue compresseur avec la volute et des conduits droits en entrée et sortie compresseur. Le même type de calcul que sur le chapitre 3 a été réalisé : une excitation acoustique d'amplitude constante entre 1Hz et 4kHz a été modélisée par le mouvement d'une plaque couplée à l'air de la cavité. Des terminaisons anéchoïques ont été modélisées en entrée et en sortie respectivement du compresseur, de façon à pouvoir utiliser la matrice de diffusion simplifiée pour le calcul du TL avec la méthode des deux cas d'excitation. Des arrangements de trois capteurs ont été placés en entrée et sortie du compresseur. La figure 46 montre la vue globale des deux configurations réalisées pour obtenir le TL de la géométrie dans les deux

sens, ainsi que des détails du maillage utilisé. Les résultats de TL sont présentés dans la partie 4.5.

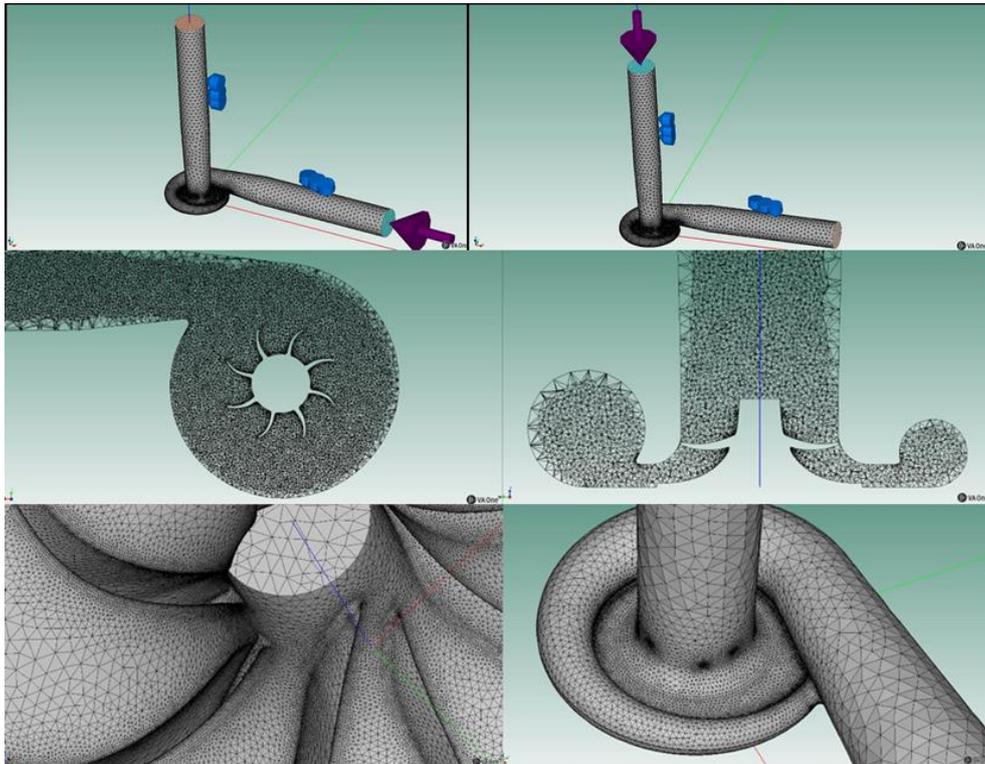


Figure 46 : Vue globale et détails des modèles EF pour le calcul de TL tu compresseur K04

## 4.5 Applications au turbocompresseur : essais

### 4.5.1 Essais sur turbocompresseur statique

Les caractéristiques passives du compresseur sont mesurées afin de les confronter aux simulations numériques. Une source acoustique a été utilisée en entrée et sortie du compresseur respectivement, de façon à utiliser la méthode des deux excitations. La branche opposée à la source est équipée d'une terminaison anéchoïque. La figure 47 montre le dispositif expérimental.

Une excitation acoustique entre 400Hz et 4kHz a été appliquée à travers un sinus pas à pas. Le TL a été calculé en utilisant la matrice de diffusion. La figure 48 montre les résultats de TL, la simulation en trait continu et la mesure en trait pointillé. On peut premièrement constater que les résultats de la simulation donnent un TL « symétrique » dans le sens où le TL entrée-sortie est le même que le TL sortie-entrée. Ceci n'est pas le cas des résultats expérimentaux, où le TL sortie-entrée est supérieur de quelques dB. On peut constater une ressemblance entre les résultats de la simulation et de la mesure. Bien que la correspondance ne soit pas parfaite, l'allure des courbes est proche. Ces différences peuvent s'expliquer par l'estimation faite de la géométrie de la volute.

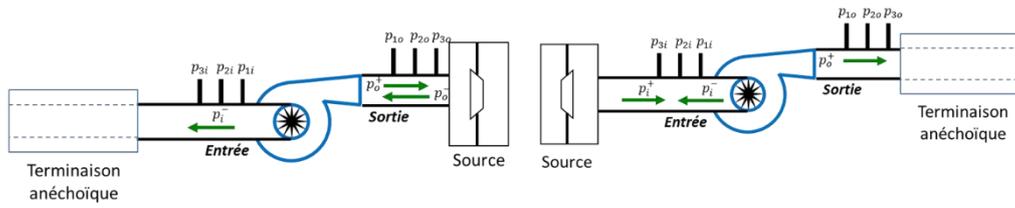


Figure 47: Dispositif expérimental de mesure du TL

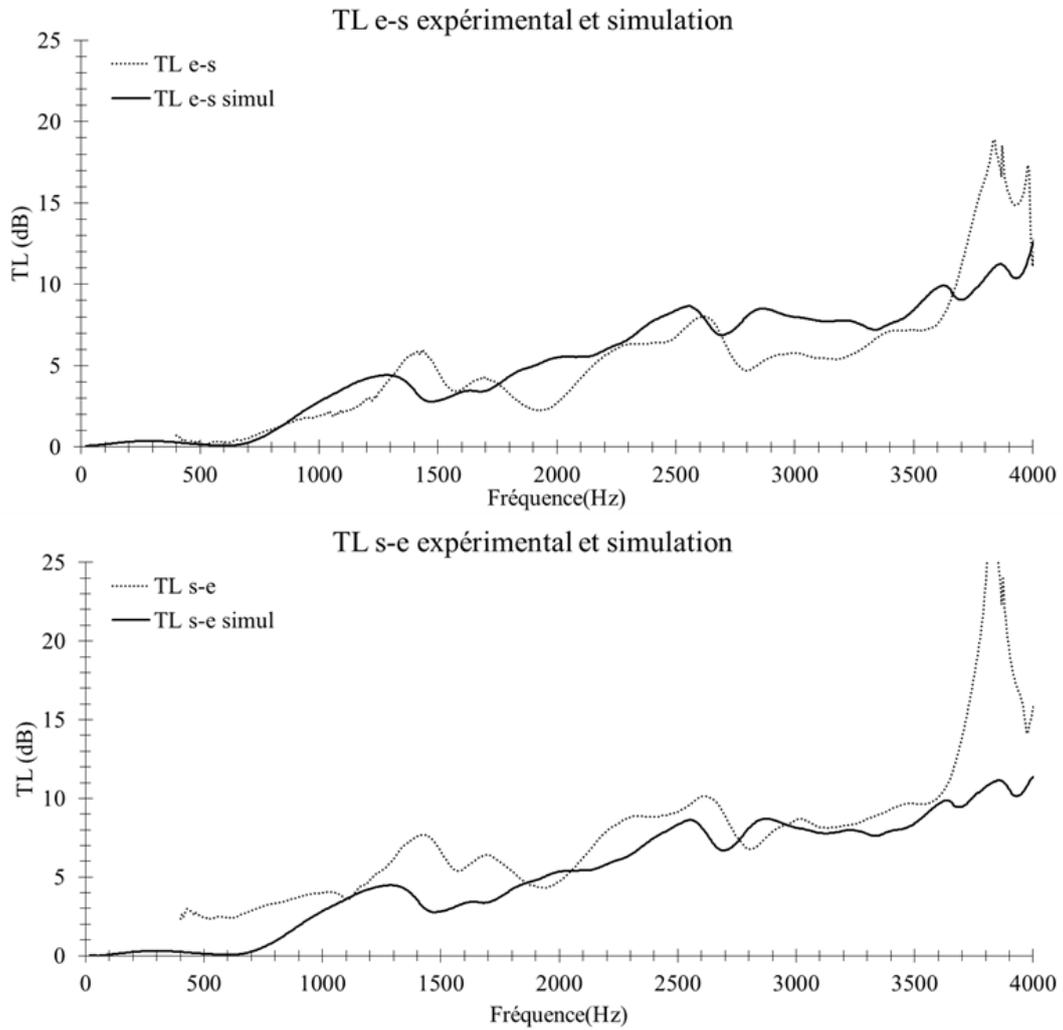
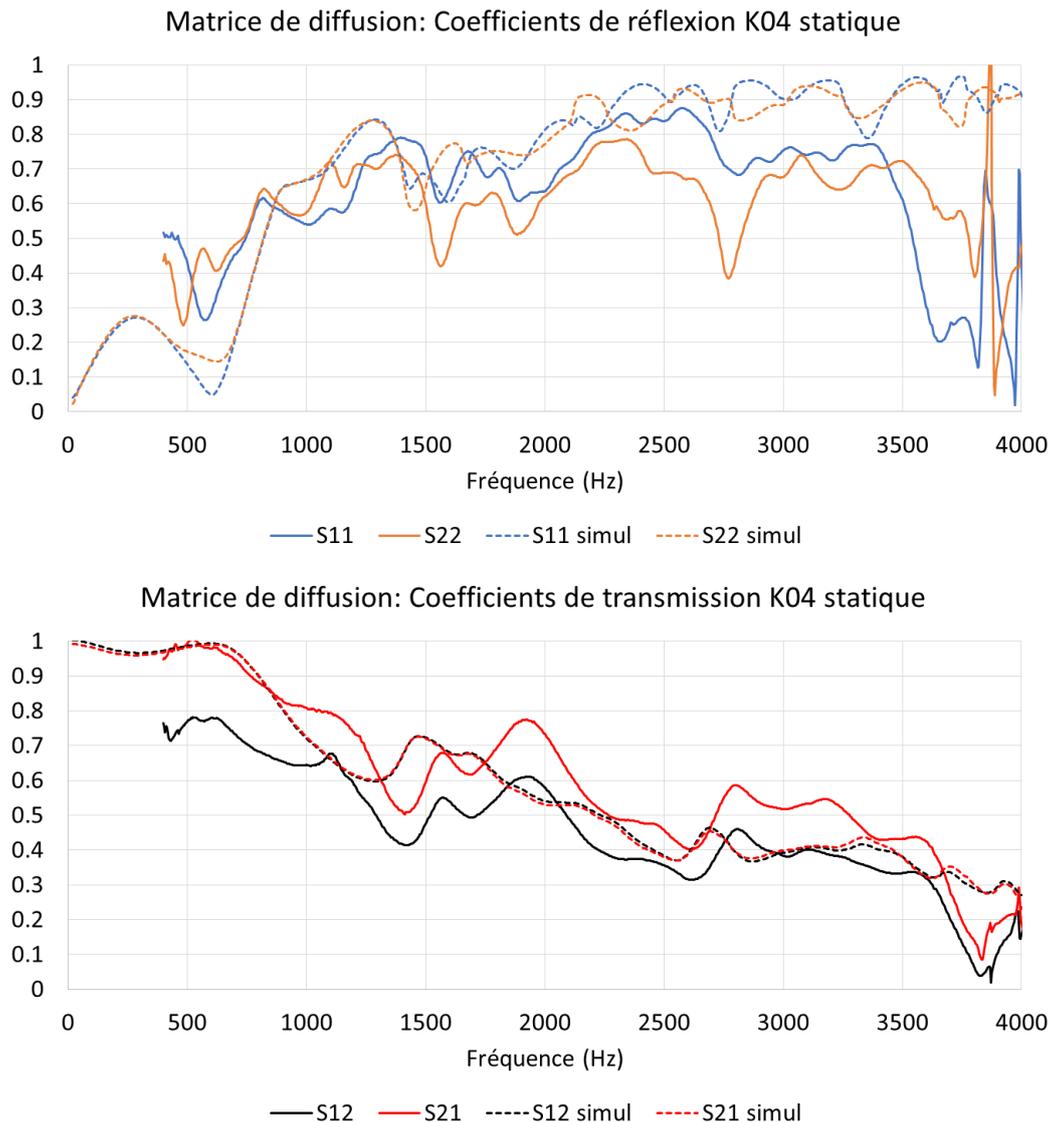


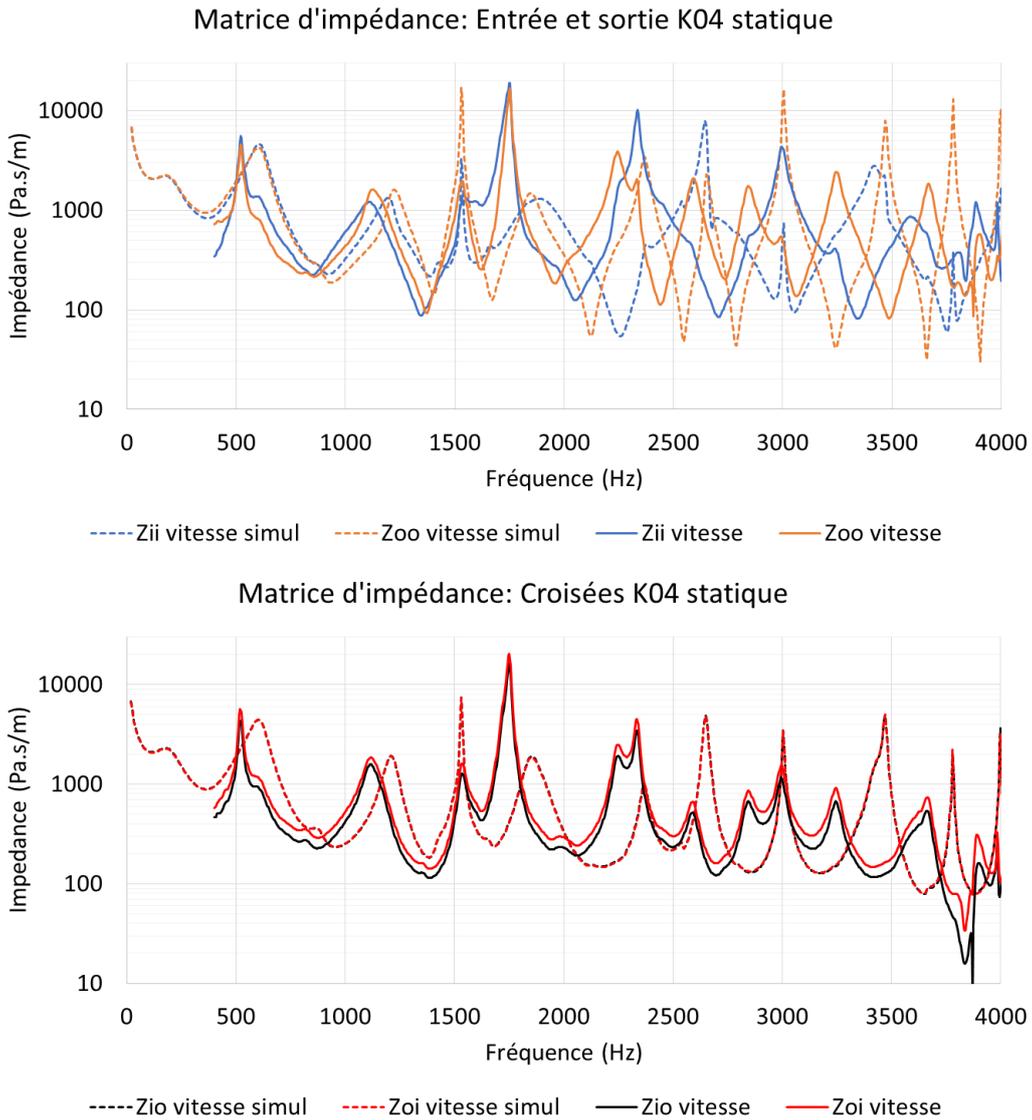
Figure 48 : Résultats de TL simulé et mesuré. Haut : entrée vers sortie. Bas. Sortie vers entrée.



*Figure 49: Résultats de la matrice de diffusion*

Les coefficients de la matrice de diffusion pour les essais et pour les simulations sont tracés sur la figure 49. Nous pouvons confirmer le phénomène aperçu dans le résultat de TL, puisque les simulations donnent des coefficients de transmission identiques pour les deux configurations (entrée-sortie et sortie-entrée), ce qui n'est pas le cas pour les essais. Les écarts sur les coefficients de réflexion sont un peu plus importants dans les deux configurations, que ce soit pour les essais ou les simulations. La correspondance entre essais et simulation est plutôt bonne même si elle reste perfectible.

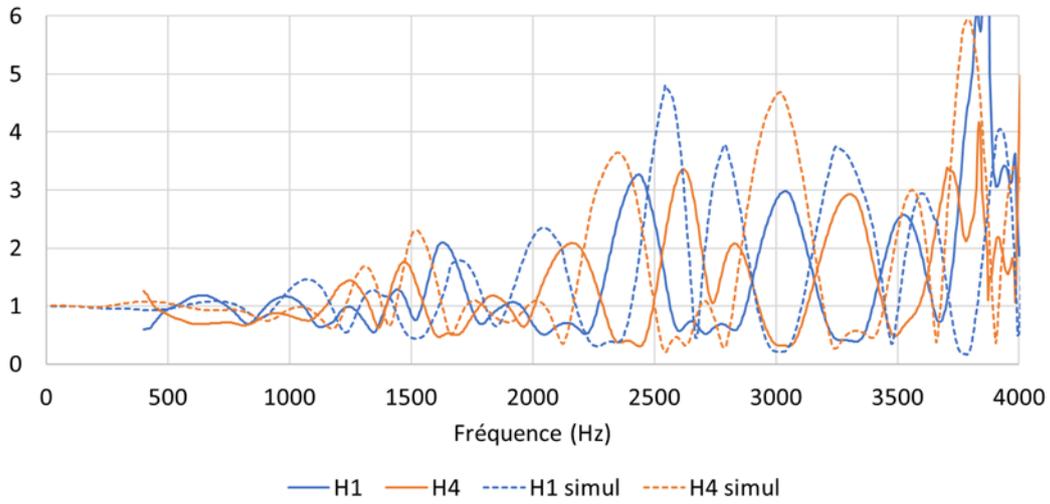
Les résultats pour la matrice d'impédance sont tracés sur la figure 50. Une meilleure correspondance entre les essais et les simulations peut être constatée. Il est important de signaler que les coefficients obtenus directement par la résolution de la matrice d'impédance ont été divisés par la section des conduits de façon à ce que leur unité corresponde bien à une impédance acoustique. Ces coefficients peuvent donc être directement obtenus si les vecteurs d'états choisis sont pression et vitesse acoustique (et non pression et débit acoustique)



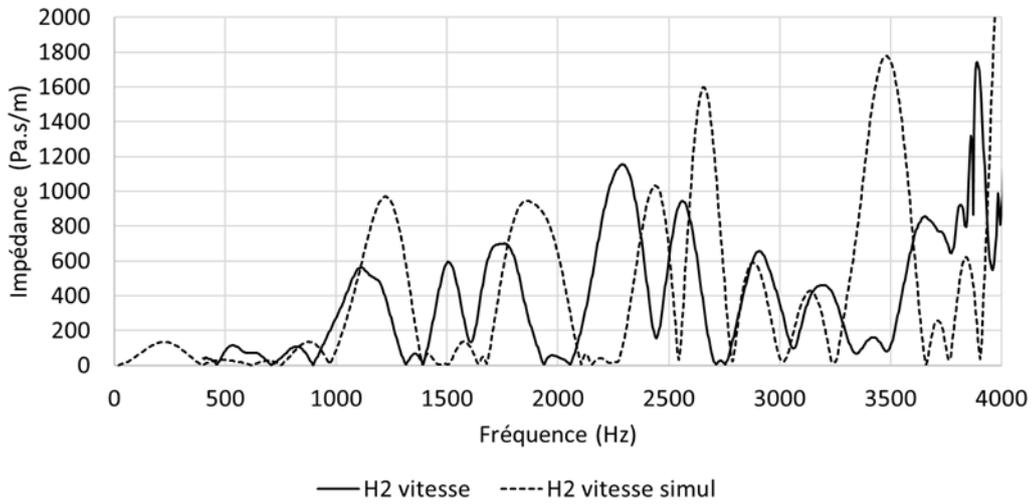
*Figure 50 : Résultats de la matrice d'impédance*

Finalement, la figure 51 montre les résultats pour la matrice de transfert, encore une fois le coefficient  $H_2$  a été divisé par la section des conduits de façon à être homogène à une impédance acoustique, et le coefficient  $H_3$  a été multiplié par la section, correspondant à l'inverse d'une impédance (cf. section 4.2.2). On peut parler d'une relative correspondance entre essais et simulations jusqu' autour de 1500 Hz. Ensuite les résultats sont plus divergents, mais encore une fois ceci peut être dû à l'estimation de la géométrie de la volute du compresseur.

Matrice de transfert: H1 et H4 K04 statique



Matrice de transfert: H2 K04 statique



Matrice de transfert: H3 K04 statique

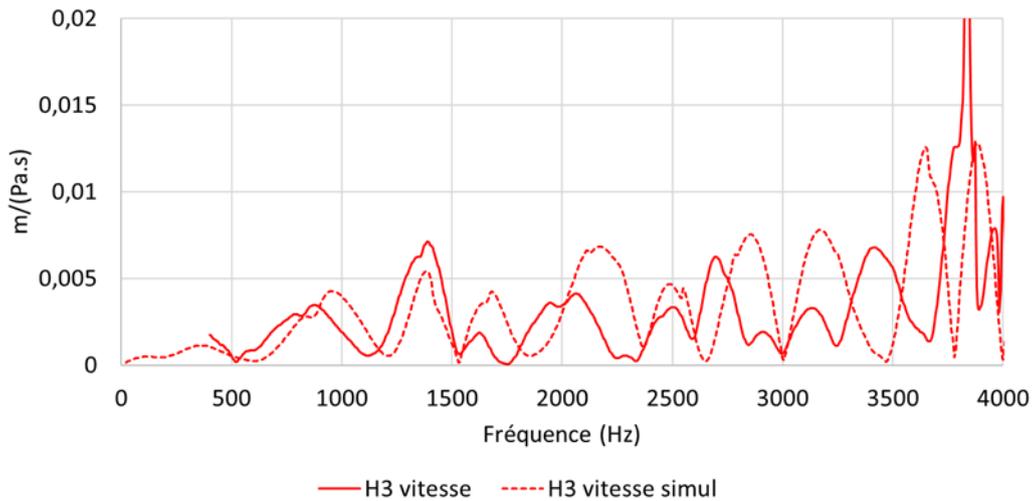


Figure 51: Résultats de la matrice de transfert

## 4.5.2 Caractérisation des terminaisons anéchoïques

Pour pouvoir utiliser la matrice de diffusion simplifiée, une hypothèse de terminaison anéchoïque est faite dans les calculs de la partie 4.2. Dans la pratique et lors des essais réalisés dans ce mémoire, des terminaisons anéchoïques non parfaites sont utilisés. Pour savoir à quel niveau l'hypothèse d'anéchoïcité est valide, il a été décidé de caractériser passivement les terminaisons utilisées dans cette thèse. Le dispositif expérimental est montré sur la figure 52. L'excitation acoustique a été un sinus pas à pas entre 400 Hz et 4 kHz. Les arrangements de capteurs sont placés en entrée et sortie de la terminaison. En fin de ligne, le conduit est laissé ouvert. Le protocole a été répété deux fois puisque deux terminaisons ont été caractérisées.



Figure 52 : Dispositif expérimental pour la caractérisation des terminaisons anéchoïques

La figure 53 montre les résultats des coefficients de réflexion mesurés pour les deux terminaisons. On peut voir que bien qu'ils ne soient pas nuls (dans l'hypothèse d'anéchoïcité, le coefficient de réflexion théorique serait égal à zéro) ils restent toujours inférieurs à environ 10%. Ce qui veut dire qu'au maximum 10% de la pression incidente à la terminaison est réfléchi. Ceci jusqu'au tour de 3700 Hz. Après 3800 Hz le coefficient de réflexion augmente brusquement, et on peut remarquer que ceci arrive à une fréquence inférieure à la fréquence de coupure théorique des conduits (4017 Hz à 20°C et sans écoulement). La figure 54 montre ensuite les impédances d'entrée des deux terminaisons. Comme pour le coefficient de réflexion, une valeur théorique de  $Z=\rho c=442$  Pa.s/m correspondrait à une terminaison parfaitement anéchoïque, puisque son impédance serait celle de l'air et donc l'onde acoustique verrait la terminaison comme une continuation du milieu et donc sans changement. On peut voir que les valeurs mesurées se situent autour de cette valeur théorique, ceci pour les mêmes plages de fréquence que le coefficient de réflexion.

Les terminaisons anéchoïques réelles ne sont donc pas parfaites, mais leur caractérisation expérimentale permet d'en définir le champ d'utilisation.

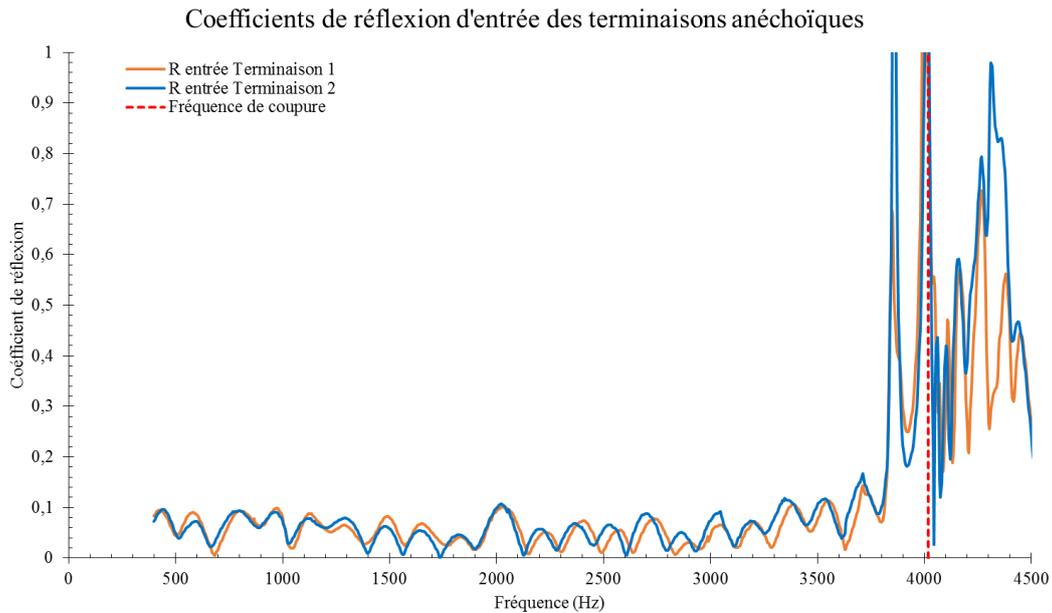


Figure 53: Coefficients de réflexion des terminaisons anechoiques

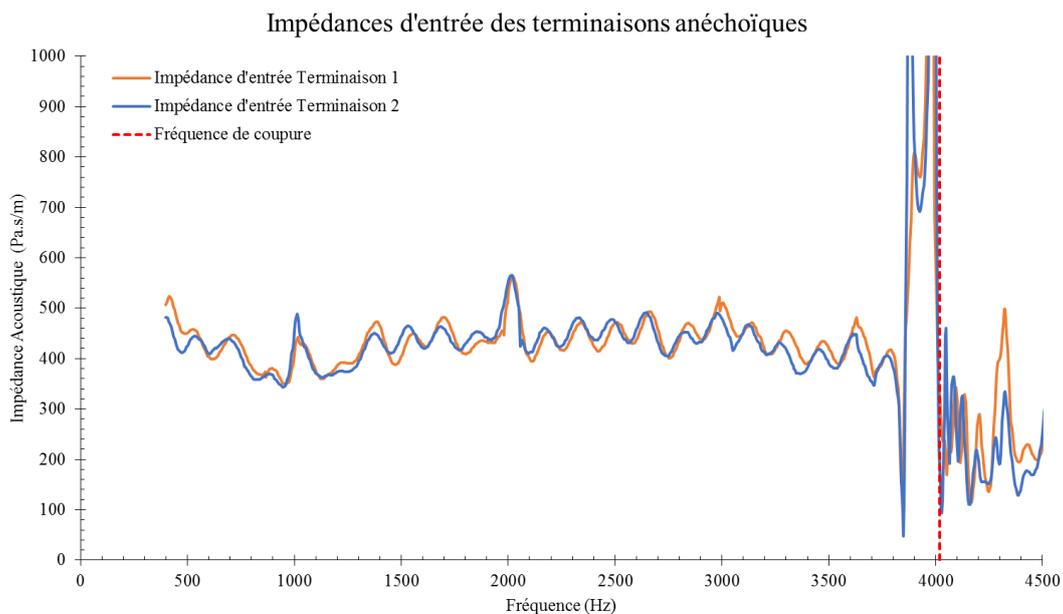


Figure 54: Impédances d'entrée des terminaisons anechoiques

### 4.5.3 Modèles d'estimation du TL d'un turbocompresseur en fonctionnement

Les mesures de TL du compresseur K04 ont été réalisées au sein du CRITTM2A. Les cartographies de ce même compresseur avaient déjà été mesurées par le passé. La figure 55 montre cette cartographie obtenue avec la théorie développée en 1.3.2. Cette cartographie est disponible, mais également les données brutes mesurées pour la calculer (pression, débit, température, vitesse de rotation, etc).

Ayant accès à ces données, et disposant de la courbe de TL pour le compresseur statique, il est ici proposé une correction de cette courbe de TL, en changeant virtuellement les conditions dans les conduits d'entrée et de sortie du turbocompresseur. L'équation (4.5.1) montre le calcul du TL avec le coefficient de transmission de la matrice de diffusion dans le sens 1, c'est-à-dire entrée vers sortie. L'idée est alors de modifier les nombres de Mach  $M_n$  en entrée et sortie, la masse volumique de l'air  $\rho_n$  et la vitesse du son  $c_n$  dans l'équation, en fonction du point de fonctionnement de la cartographie. Ainsi, on dispose d'une courbe de TL du compresseur statique, et on la modifiera pour chaque point de fonctionnement, numéroté comme montré sur la figure 55.

$$TL_{S1} = 10 \log \left( \frac{(1 + M_i)^2 S_i \rho_o c_o}{(1 + M_o)^2 S_o \rho_i c_i} \frac{1}{|S_{21}|^2} \right) \quad (4.5.1)$$

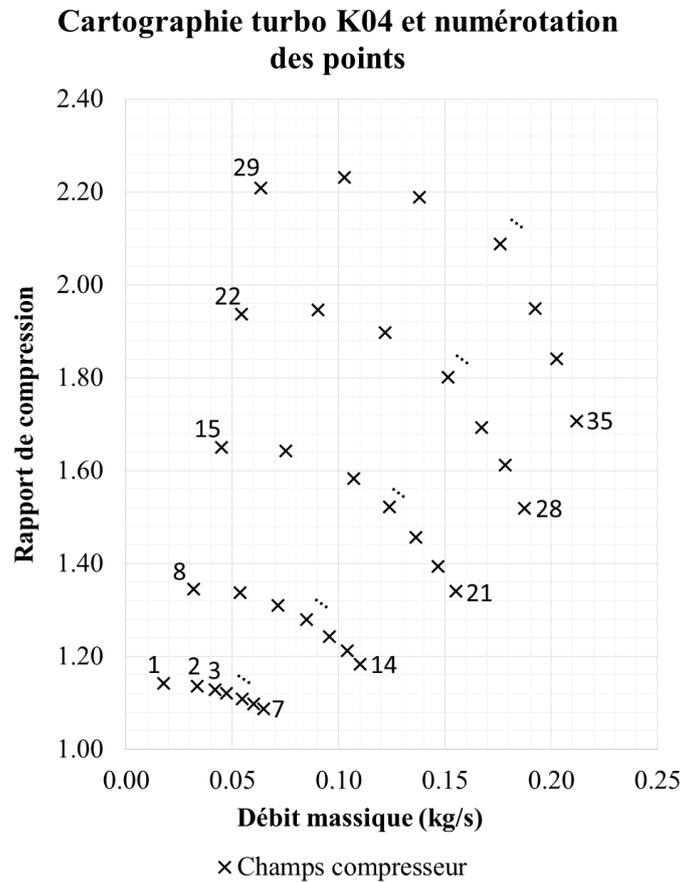


Figure 55: Cartographie compresseur K04

La même stratégie est alors utilisée pour modifier également le TL dans le sens 2, c'est-à-dire sortie vers entrée.

$$TL_{S2} = 10 \log \left( \frac{(1 - M_o)^2 S_o \rho_i c_i}{(1 - M_i)^2 S_i \rho_o c_o} \frac{1}{|S_{12}|^2} \right) \quad (4.5.1)$$

Les figures 56 à 59 montrent les résultats de ces corrections. Sur toutes les courbes, le TL statique est retracé en noir et en pointillé, la légende correspondante est « Ref ». Ensuite, les courbes pour chaque point de fonctionnement, sont numérotées comme sur la figure 55. Il y a donc 5 lignes iso-vitesse et chacune a 7 points de fonctionnement.

La figure 56 montre les résultats de la correction dans le sens 1 pour tous les points de fonctionnement. On peut premièrement remarquer que le TL augmente pour tous les points de fonctionnement, mais pas de la même façon pour toutes les iso vitesses. Pour la première iso-vitesse, l'augmentation est de moins de 1dB, et le TL des tous les points est pratiquement superposé. Ensuite, plus on augmente en vitesse et plus le TL augmente, et les courbes des points entre eux-mêmes s'écartent, mais restent toujours dans le même dB d'amplitude. En fonction du débit, sur une même ligne iso-vitesse, on peut constater que plus le débit est faible, plus le TL est important.

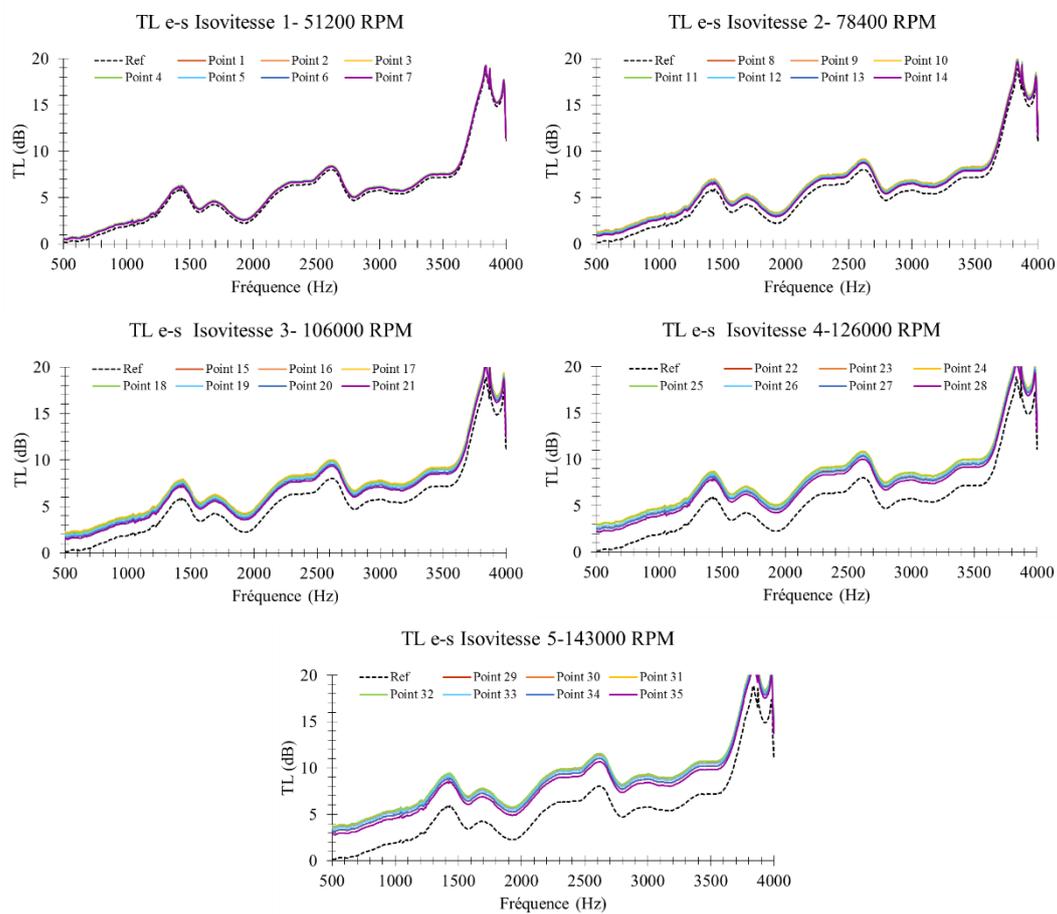


Figure 56: Résultats de la correction pour le sens entrée-sortie sur tous les points de la cartographie

La figure 57 montre cette fois les évolutions de TL mais suivant les limites de pompage et de rendement de la cartographie. Encore une fois, on peut surtout remarquer que plus la vitesse augmente, plus le TL augmente, et ceci pour les deux lignes limites. Pour les points les plus élevés (point 29 et point 35) on constate une augmentation d'autour de 3dB.

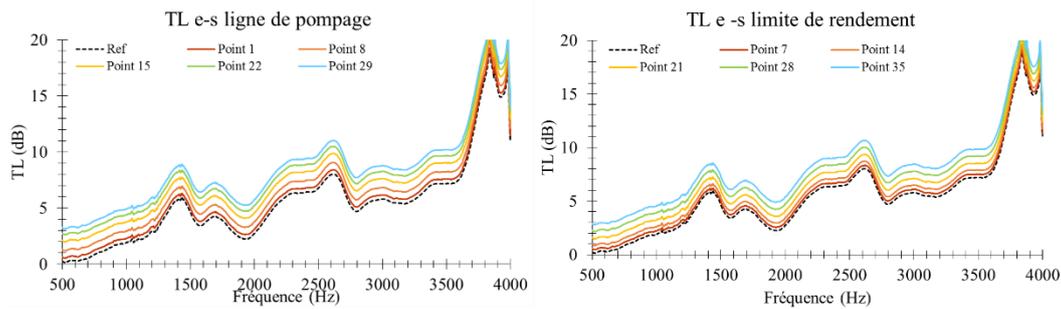


Figure 57: Résultats de la correction pour le sens entrée-sortie sur les limites de pompage et de rendement

Les résultats analogues à ceux de la figure 56 sont présentés sur la figure 58, à la différence que cette fois-ci il s'agit du TL dans le sens 2, c'est-à-dire sortie vers entrée. On peut constater le phénomène inverse, c'est-à-dire que plus on augmente en vitesse, plus le TL diminue. Quand on regarde les résultats sur la figure 59, qui montre l'évolution du TL suivant les limites de pompage et de rendement, on peut constater que le TL reste pratiquement inchangé sur la limite de rendement. Contrairement à la limite de pompage qui se traduit par une diminution de TL de quelques 3dB pour la vitesse maximale de rotation.

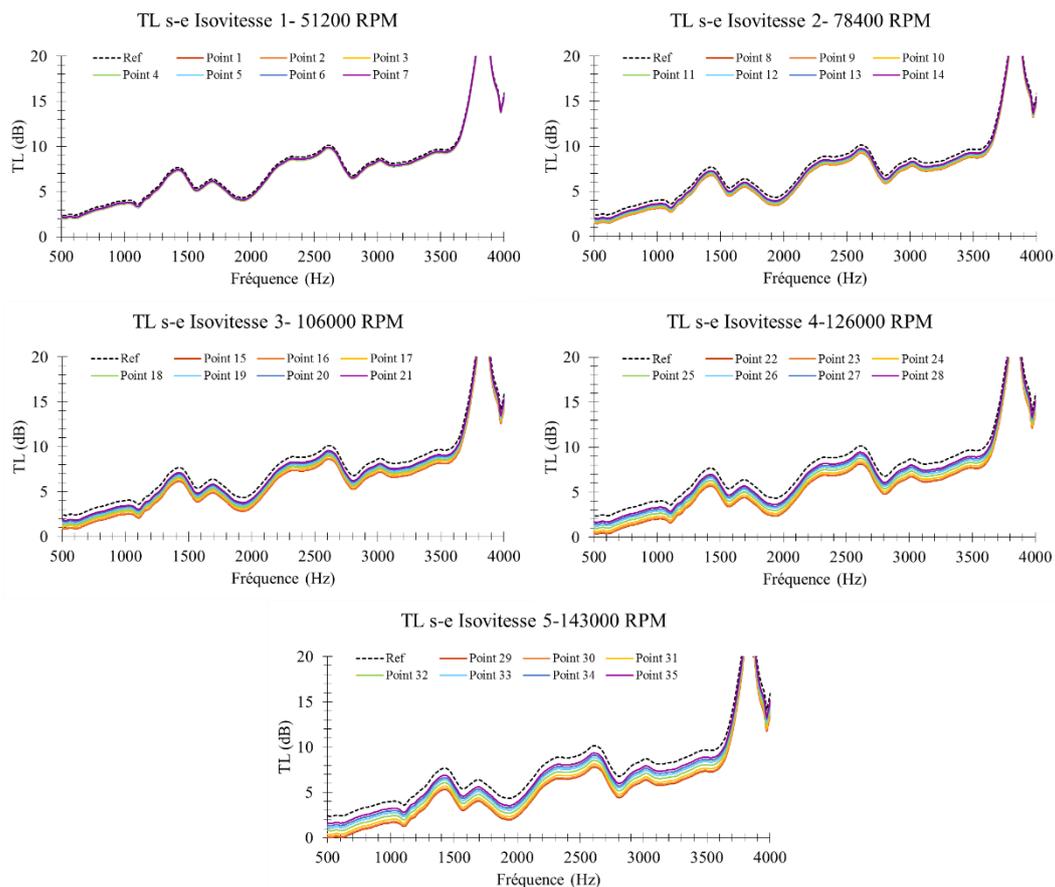


Figure 58: Résultats de la correction pour le sens sortie-entrée sur tous les points de la cartographie

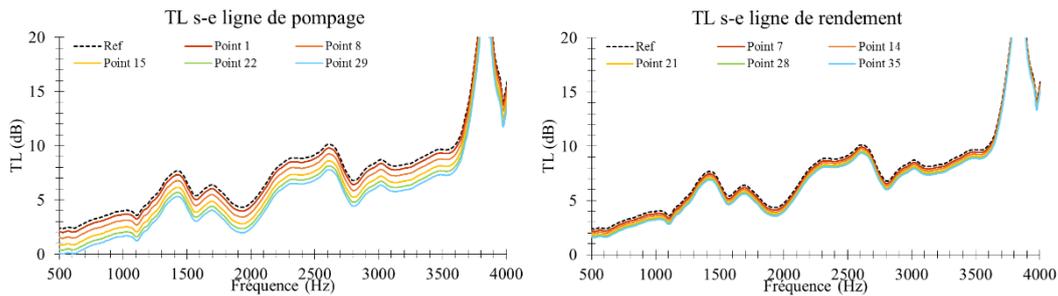


Figure 59 : Résultats de la correction pour le sens sortie-entrée sur les limites de pompage et de rendement

Ces corrections apportées au TL, ne prétendent pas se substituer à un TL mesuré sur un compresseur en fonctionnement, mais permettent l'estimation de l'influence des conditions en entrée et en sortie sur ce TL.

#### 4.5.4 Essais sur turbocompresseur en fonctionnement

Finalement, des essais pour caractériser passivement un turbocompresseur en fonctionnement ont été réalisés. L'objectif est de déterminer si les coefficients de réflexion et transmission des ondes traversant le compresseur sont différents avec le compresseur à l'arrêt ou en fonctionnement. Pour ce faire, une cartographie du compresseur a été réalisée et ensuite, sur certains points de fonctionnement, cette caractérisation passive a été réalisée.

Pour caractériser passivement le turbocompresseur opérationnel, on suppose que les pressions acoustiques produites par les HP et le compresseur sont décorréées. La mesure peut alors être faite en deux temps. En effet, le turbocompresseur étant opérationnel, il se comporte comme une source acoustique. Ceci a pour conséquence que, en réalisant la décomposition des ondes planes dans les conduits, on mesure la pression générée par la source acoustique, mais également la pression générée par le turbocompresseur lui-même. Il est donc nécessaire, dans un premier temps, de connaître cette pression générée par le turbocompresseur de façon à savoir quelle est sa contribution quand on réalise la décomposition avec le turbo et la source acoustique.

La figure 60 montre les deux étapes mentionnées auparavant : en haut, la source acoustique externe est éteinte, seul le turbocompresseur génère les pressions représentées par les flèches vertes. Une fois ces pressions mesurées, on active la source acoustique externe qui génère les pressions représentées par les flèches orange. On peut voir qu'en entrée et en sortie du compresseur, en réalisant la décomposition des composantes positives et négatives, on mesurera en même temps les contributions de la source et du turbocompresseur. On doit alors soustraire la contribution du turbocompresseur (mesurée dans un premier temps avec la source éteinte) dans les deux branches de façon à ne garder que la contribution de la source et accéder ainsi aux caractéristiques passives du compresseur. Dû à une erreur de calcul, la composante générée par la réflexion de l'excitation du turbocompresseur sur la source n'a pas été prise en compte. Cela a engendré l'apparition d'harmoniques turbo dans les mesures de TL.

Le positionnement des terminaisons anéchoïques dans les deux branches permet de négliger les pressions réfléchies en bout de ligne. Dans un deuxième temps, avec le turbocompresseur

sur un point de fonctionnement (et dont on connaît la source compresseur), on active la source acoustique et on peut alors faire un bilan des pressions.

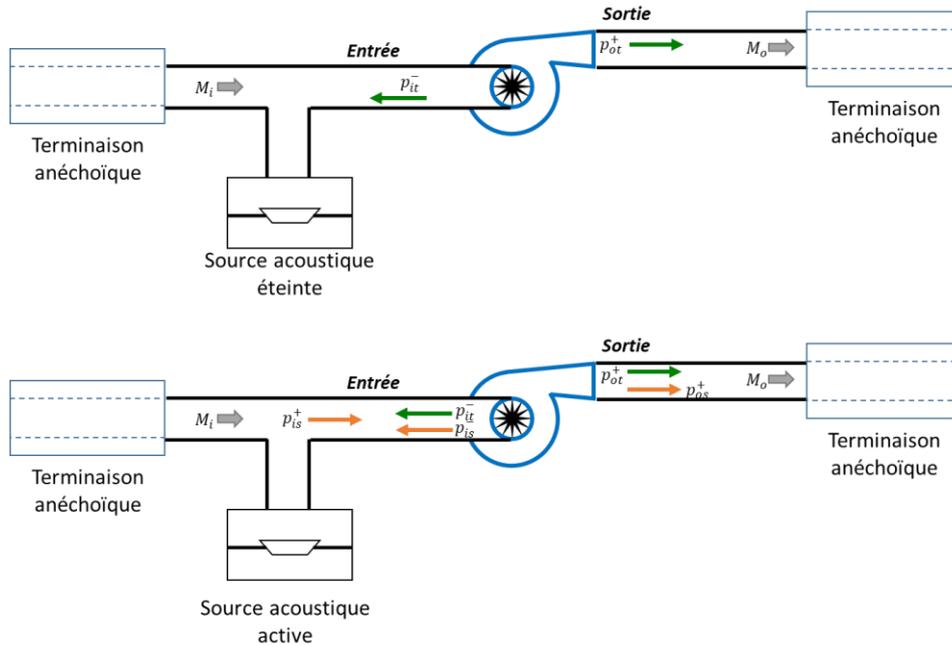


Figure 60: Configuration A : Excitation en entrée compresseur

Le système étant non symétrique en particulier à cause de l'écoulement, il est nécessaire d'étudier deux configurations : une excitation acoustique en entrée (figure 60) et une excitation acoustique en sortie compresseur (figure 61), de façon à obtenir le TL dans les deux sens. La figure 60 montre ce que nous appellerons configuration A et la figure 61 la configuration B.

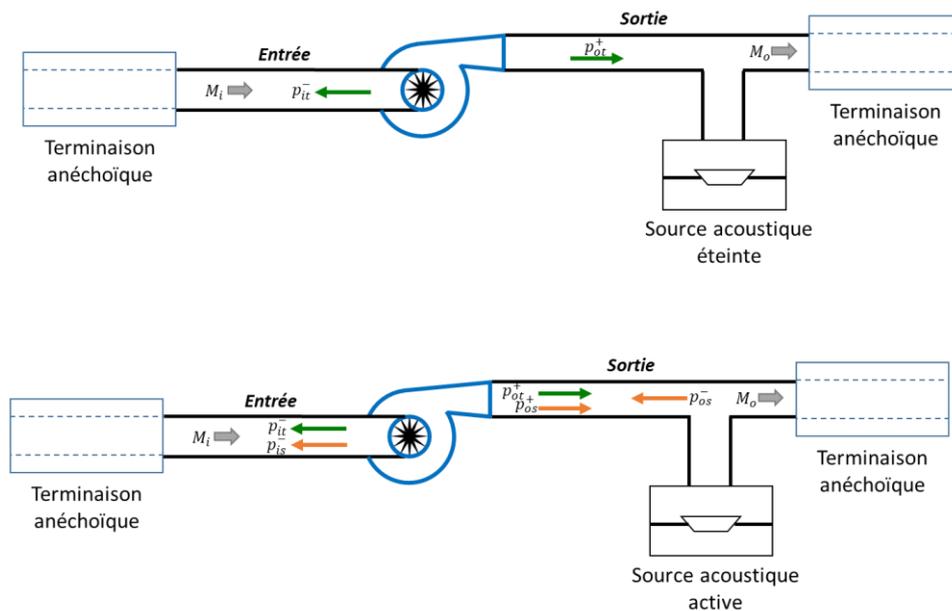


Figure 61: Configuration B : Excitation en sortie compresseur

Pour la configuration B le même raisonnement est suivi que pour la configuration A. En réalisant deux mesures les deux cas sont alors résolus.

La figure 62 montre le dispositif expérimental pour les deux configurations envisagées. L'excitation acoustique est réalisée avec un sinus pas à pas de façon à concentrer l'énergie de la source sur une seule fréquence. Ce choix, cependant, allonge énormément le temps de mesure comparé à une excitation en bruit blanc. La figure 63 montre la cartographie compresseur obtenue, et les points de fonctionnement choisis pour mesurer le TL. Ces points ont été choisis de façon à être placés sur une droite iso-débit (points 1, 2 et 5) et sur une droite iso-rapport de compression (points 3, 4 et 5). Dans la réalité, un rapport signal/bruit correcte n'a été obtenu qu'entre 100Hz et 1000Hz pour la configuration A, et encore plus bas en fréquence pour la configuration B.

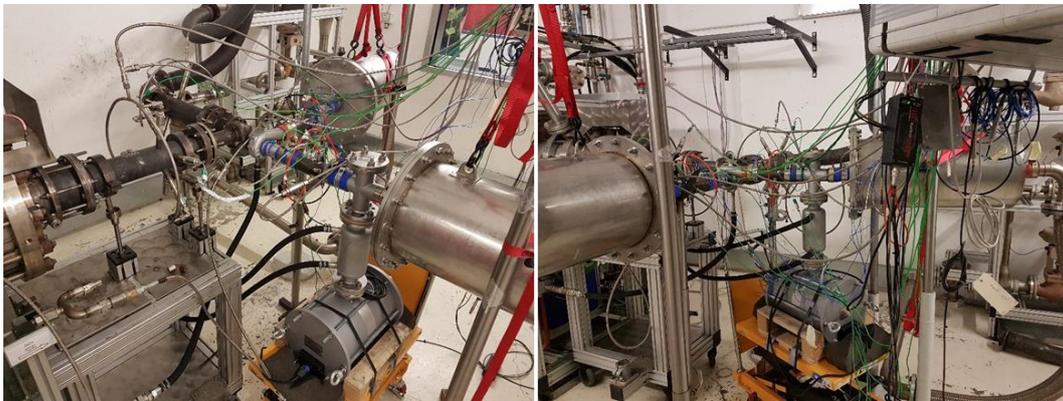


Figure 62 : Dispositif expérimental pour la caractérisation passive d'un compresseur en fonctionnement :  
Gauche : Configuration A. Droite : Configuration B.

Sur le tracé TL du compresseur (figure 64), le trait noir pointillé (Point 0) correspond au TL du turbocompresseur statique. On peut constater que, comme les modèles d'estimations l'avaient prévu, le TL est supérieur pour le compresseur en fonctionnement qu'à l'arrêt. Cependant, les résultats obtenus, ne permettent pas de dégager des tendances concernant le débit, la vitesse de rotation ou le rapport de compression. Il a été constaté, suite aux essais, que la source acoustique a bien fonctionné au point 1, mais ensuite le niveau envoyé dans le compresseur était de plus en plus faible, c'est pourquoi le point 1 semble avoir une courbe plus propre que celle des autres points, il est donc analysé plus en détail dans la figure 65.

### Points et cartographie pour mesure du TL K04

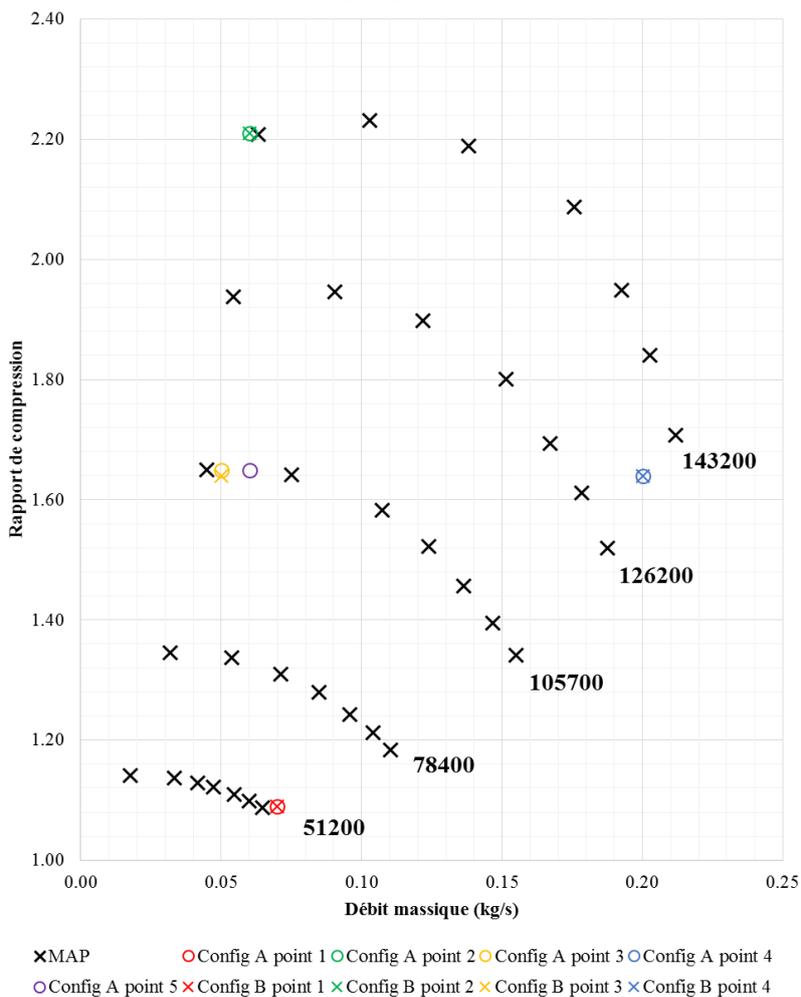


Figure 63: Cartographie et points de mesure du TL

### TL turbo K04 Entrée-Sortie en fonction du point de fonctionnement

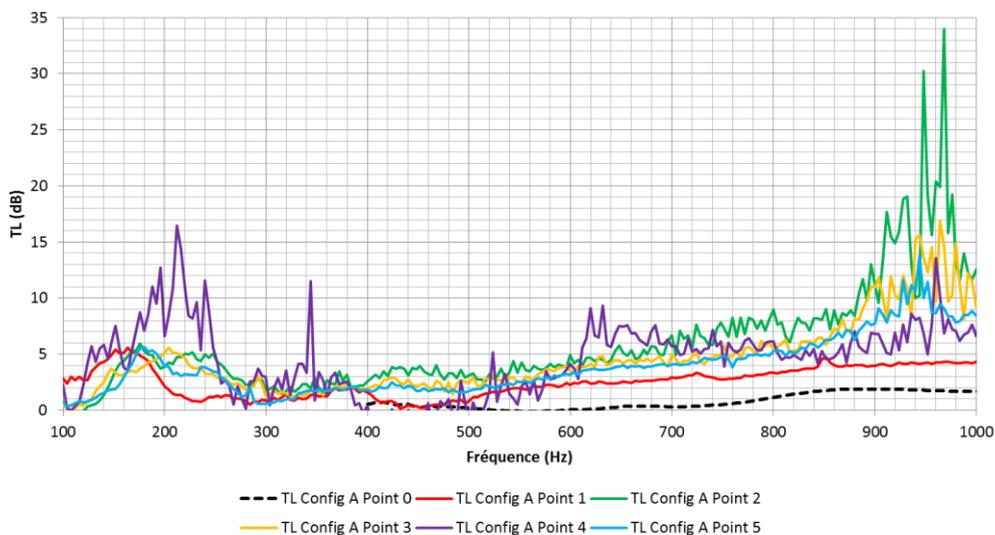


Figure 64 : Résultats de TL configuration A

Pour le point 1 en configuration A, le ratio signal/bruit était correct jusqu'à autour de 3000Hz comme on peut voir sur la figure 65. De même l'allure de la courbe du TL statique est globalement conservée.

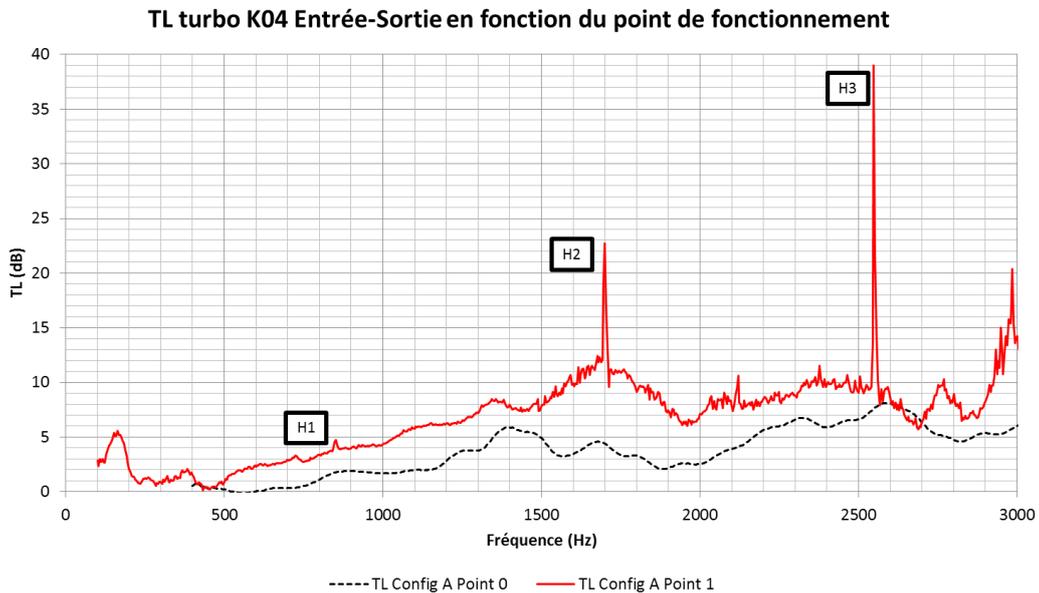


Figure 65: Résultats de TL configuration A point 1

Quant aux résultats de la configuration B, montrés figure 66, il est difficile de les exploiter. Le TL semble augmenter en fonction des fréquences comme pour la configuration A. Ce résultat est contraire à la prédiction du modèle de la section précédente.

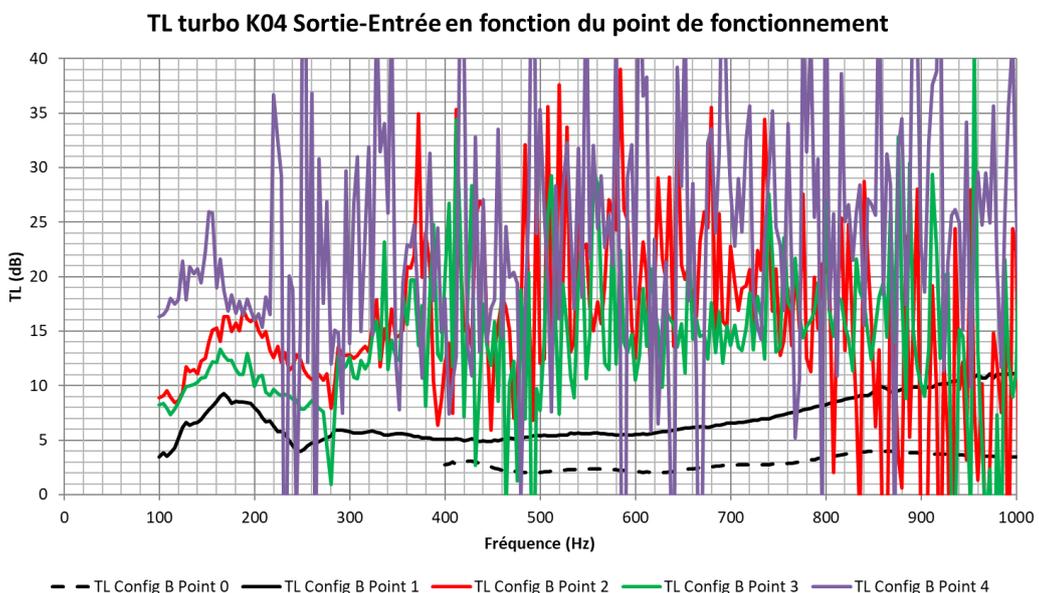
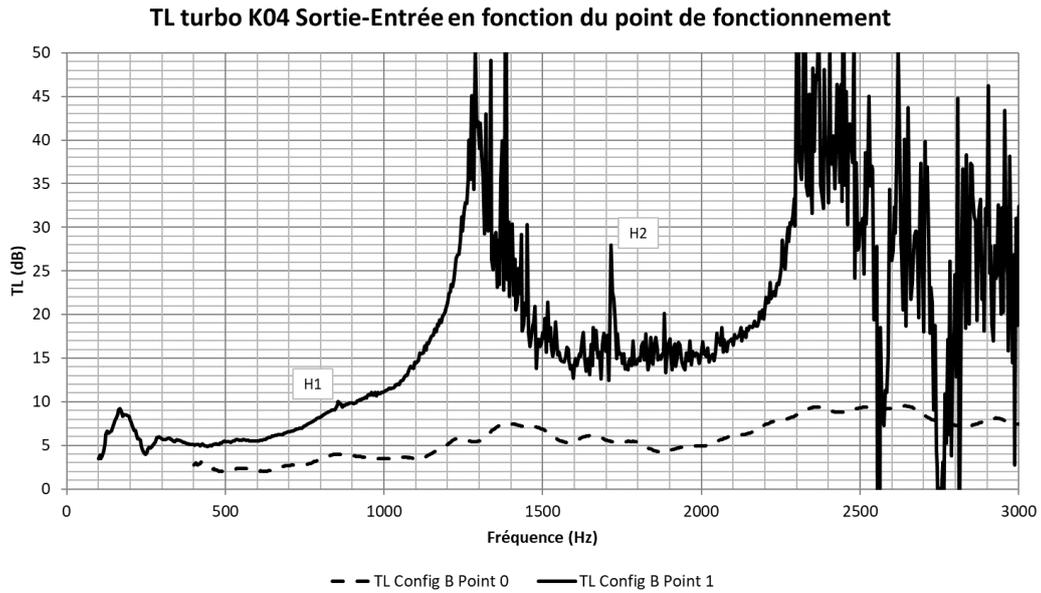


Figure 66: Résultats de TL configuration B

Comme pour la configuration A, le résultat est pénalisé par l'erreur sur la physique. On retrouve des pics de TL aux harmoniques 1 et 2 qui ne devraient pas être présents.



*Figure 67: Résultats de TL configuration B point 1*

L'ensemble de ces résultats montre que l'hypothèse de sources HP et compresseur décorréelées sur laquelle repose la méthode choisie n'est pas respectée. La mise en œuvre d'une autre technique permettant d'améliorer le rapport signal sur bruit avec la formulation adéquat sera nécessaire.

---

## **Chapitre 5 : Caractérisation acoustique active**

---

La méthode du beamforming est maintenant utilisée pour ce que nous appelons la caractérisation acoustique active, c'est-à-dire la génération acoustique d'un système dans ses conduits d'entrée et de sortie. Ceci se fait au travers du calcul de l'intensité et la puissance acoustique à partir des pressions mesurées.

Après présentation des méthodes, celles-ci sont appliquées aux turbocompresseurs de trois façons :

- Sur banc turbocompresseur où seul le turbo est testé,
- Sur banc moteur où le moteur complet est testé,
- Mesures réalisées sur un véhicule complet sur banc à rouleaux.



## 5.1 Introduction

La caractérisation acoustique active consiste à mesurer l'émission acoustique générée par un système. Dans ces travaux cette caractérisation a été faite soit par calcul de la puissance acoustique dans les conduits du turbocompresseur, soit par l'intensité acoustique globale. Cette dernière est couramment rencontrée dans la littérature, car assez facile à mettre en œuvre au moyen d'une sonde d'intensimétrie. La connaissance de ces données permet au concepteur d'atténuateurs de dimensionner un système aux bonnes fréquences, à la bonne amplitude; ou pour être utilisée comme données d'entrée pour des simulations numériques en acoustique 1D ou 3D.

Dans cette thèse la caractérisation acoustique active a pu être réalisée sur trois bancs différents : banc turbo, banc moteur et banc à rouleaux.

- Sur le banc moteur, comme son nom l'indique, le moteur complet est testé, pour le turbo cela requiert un système de refroidissement et de lubrification identique à celui du moteur. La commande des wastegates est régulée directement par le moteur. Ainsi les points de fonctionnement choisis pour le moteur ont comme conséquence des points de fonctionnement du turbo que l'on ne peut pas choisir.
- Concernant un véhicule testé sur banc rouleaux, ces aspects sont retrouvés, de plus les lignes d'admission d'air et d'échappement sont présentes, ce qui modifie l'environnement acoustique du turbocompresseur.
- Finalement, c'est sur le banc turbo qu'on a la liberté de faire fonctionner le turbo sur des points de fonctionnement spécifiques, la lubrification et refroidissement sont réalisés par deux circuits dédiés et indépendants. Concernant la wastegate, celle-ci ne peut pas être pilotée, et donc on choisit de la bloquer dans une position fermée permanente.

Ces différences de configuration doivent être prises en compte lors de l'interprétation des résultats présentés par la suite.

## 5.2 Calcul de l'intensité et puissance acoustique

Pour caractériser activement le compresseur, deux grandeurs ont été mesurées : l'intensité acoustique et la puissance acoustique en fonction de la fréquence, on caractérise ainsi la source du compresseur en entrée et en sortie. Dans le cadre du modèle d'onde plane, l'intensité se calcule avec la formule 5.2.1. Les termes  $\rho_0$  et  $c_0$  impliquent que la température dans les branches doit être connue, et M nous impose une mesure de débit.

$$I = \frac{1}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 (1 + M)^2 - |p^-|^2 (1 - M)^2) \quad (5.2.1)$$

En supposant l'intensité uniforme sur une section, on peut la multiplier par la surface de cette section pour obtenir la puissance acoustique :

$$W = \frac{S}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 (1 + M)^2 - |p^-|^2 (1 - M)^2) \quad (5.2.2)$$

Nous pouvons distinguer les composantes positives et négatives de ces deux grandeurs. Pour la caractérisation active, seulement la composante positive est gardée, de façon à mesurer l'intensité acoustique sortant du compresseur, en évitant de l'ajouter à l'intensité rentrant, qui elle peut venir soit des réflexions dans la ligne, soit d'une autre source acoustique (comme le bruit de combustion en sortie compresseur). Dans les cas où une terminaison anéchoïque est présente en bout de ligne la composante réfléchiée est négligée. C'est le cas notamment sur les essais sur banc turbocompresseur présentés.

## 5.3 Caractérisation active d'un compresseur d'un turbocompresseur

### 5.3.1 Essais sur banc turbo

Sur le banc turbocompresseur, trois turbocompresseurs différents ont été caractérisés de manière active. Leurs principales caractéristiques sont résumées dans le tableau 3. Les figures 68 et 69 montrent les dispositifs expérimentaux pour le turbo 3 et 1. Le compresseur est encerclé en jaune, la flèche rouge montre le sens de l'écoulement d'air en entrée compresseur, et la flèche jaune en sortie compresseur. La procédure expérimentale consiste à réaliser une cartographie compresseur standard, mais en stabilisant le turbocompresseur pendant 30 secondes sur chaque point de fonctionnement. Pendant ces 30 secondes, les pressions acoustiques sont mesurées avec les deux arrangements de capteurs.

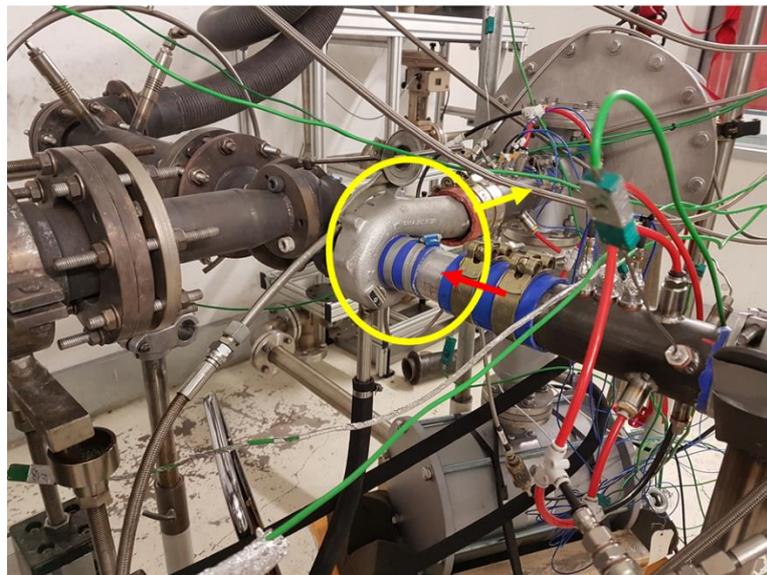
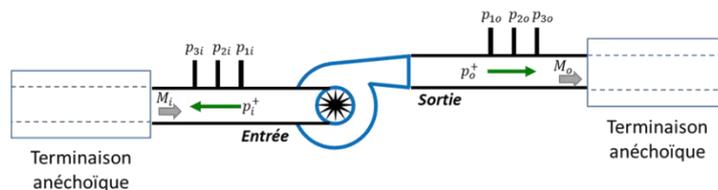


Figure 68: Dispositif expérimental pour la caractérisation active du turbo 3

Après les essais, la décomposition des ondes planes avec le beamforming est réalisée, l'intensité acoustique est calculée avec la formule (5.2.1) et on obtient alors une courbe d'intensité acoustique par point de fonctionnement. De façon à synthétiser les résultats sur une cartographie compresseur, on calcule, pour chaque point de fonctionnement, un niveau global d'intensité ou SIL (Sound intensity Level, formule 5.3.1) par sommation sur la plage de fréquences :

$$SIL = 10 \log \left( 10^{12} \sum_{f=f_1}^{f_2} I(f) \right) \quad (5.3.1)$$

Tableau 3 : Caractéristiques des turbocompresseurs utilisés

	<b>Turbo 1</b>	<b>Turbo 2</b>	<b>Turbo 3</b>
<b>Dénomination CRITTM2A</b>	D4fT	EP6	K04-H
<b>Dénomination constructeur</b>	Mitsubishi 49173	Borg Warner 5303	Borg Warner K04
<b>Diamètre roue compresseur (mm)</b>	40	52.3	56
<b>Diamètre roue turbine (mm)</b>	36	45	50
<b>Diamètre entrée carter compresseur (mm)</b>	34	40	43
<b>Diamètre sortie volute compresseur (mm)</b>	26	36	50
<b>Nombre d'aubes compresseur</b>	6+6	6+6	4+4
<b>Nombre d'aubes turbine</b>	11	11	12
<b>Dérivation des gaz d'échappement</b>	Wastegate	Wastegate	Wastegate
<b>Refroidissement à eau</b>	Oui	Oui	Oui
<b>Architecture volute turbine</b>	Mono-scroll	Twin-scroll	Mono-scroll
<b>Images</b>			
<b>Informations sur le moteur</b>	Cylindrée: 1.2 L Cylindres: 4 en ligne Soupapes: 16 Carburant: Essence	Cylindrée: 1.6 L Cylindres: 4 en ligne Soupapes: 16 Carburant: Essence	Cylindrée: 1.8 L Cylindres: 4 en ligne Soupapes: 20 Carburant: Essence
<b>Exemple d'application</b>	Renault Clio MY2012	Peugeot 508 MY2015	Audi A3 MY2000

On obtient ainsi un niveau d'intensité (exprimé en dB) sur une plage de fréquences. En premier lieu SIL est tracé (figure 70) sur la plage 100 Hz et 4000 Hz qui pourrait être qualifiée de plage complète utile, puisque la limite en basse fréquence (100 Hz) est usuellement utilisée comme limite basse du bruit turbo, et la limite haute (4000 Hz) correspond globalement à la fréquence de coupure des conduits de mesure. Les résultats sont présentés, du haut vers le bas pour les turbos 1, 2 et 3 ; la colonne de gauche correspond aux résultats en entrée, celle de droite aux résultats en sortie. Les cartographies ont toutes la même échelle SIL.

Un premier constat est que les niveaux en sortie sont supérieurs aux niveaux en entrée pour tous les turbos. Ce résultat est facile à comprendre physiquement, puisqu'en sortie l'air est comprimé et accéléré. Ensuite, en entrée on peut constater que les maxima d'intensité sont sur la ligne de pompage et les minima sur la ligne de rendement. En plus, plus on monte en vitesse, plus le niveau est élevé. Ces deux constats combinés font que les points de niveau le plus élevé sont les points sur la dernière iso-vitesse (en haut de la cartographie) sur la ligne de pompage (à gauche de la cartographie).

L'interprétation des résultats en sortie est un peu différente puisque, en suivant une même iso-vitesse, le niveau est haut sur la ligne de pompage, et en augmentant le débit (en se déplaçant vers la droite sur la ligne de vitesse), le niveau diminue, pour atteindre un minimum vers le milieu de la cartographie, et remonter ensuite en s'approchant de la limite de rendement. Cependant, ce niveau n'augmente pas au maximum de la ligne de pompage, et le point de niveau maximum se retrouve également sur la ligne de pompage à la vitesse maximale.

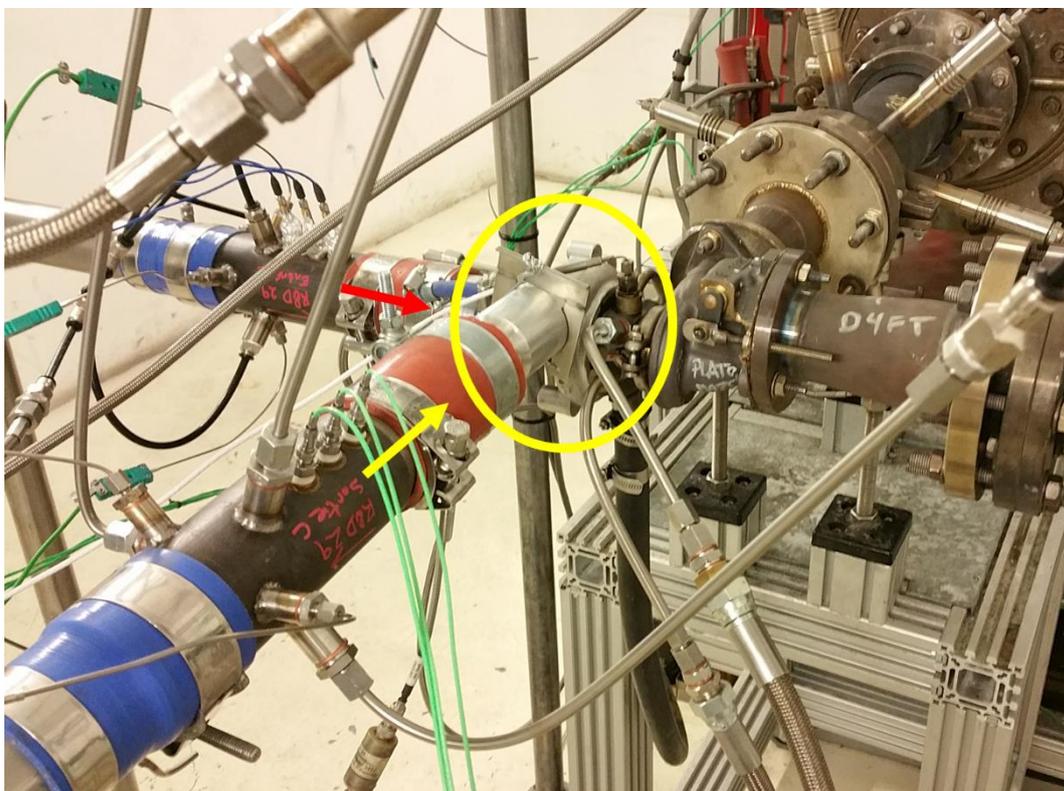
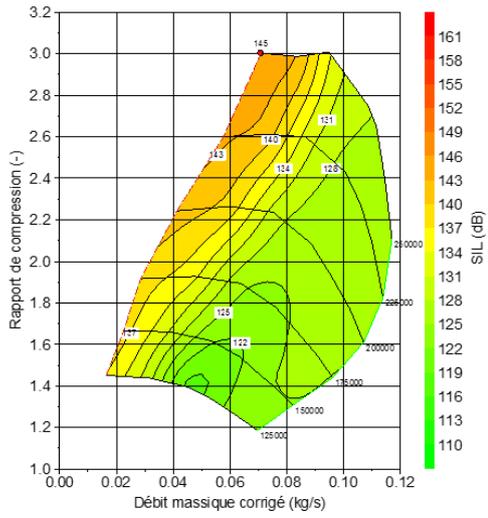
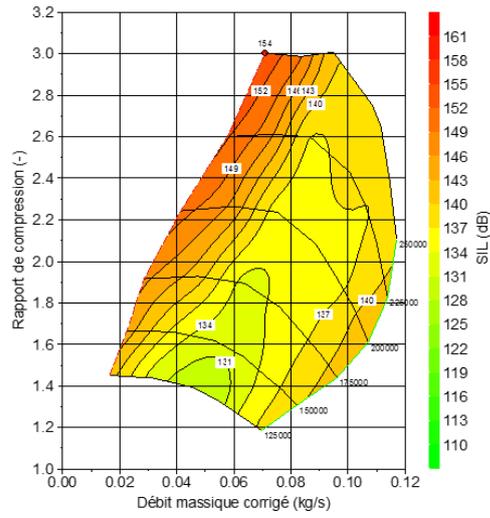


Figure 69 : Dispositif expérimental pour la caractérisation active du turbo 1

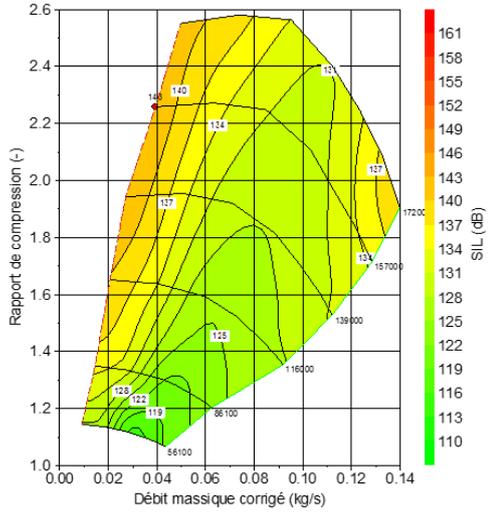
**Turbo 1**  
Niveau global intensité entrée (100Hz-4000Hz)



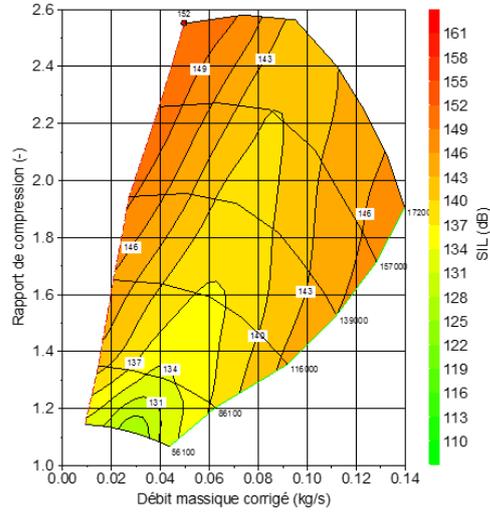
**Turbo 1**  
Niveau global intensité sortie (100Hz-4000Hz)



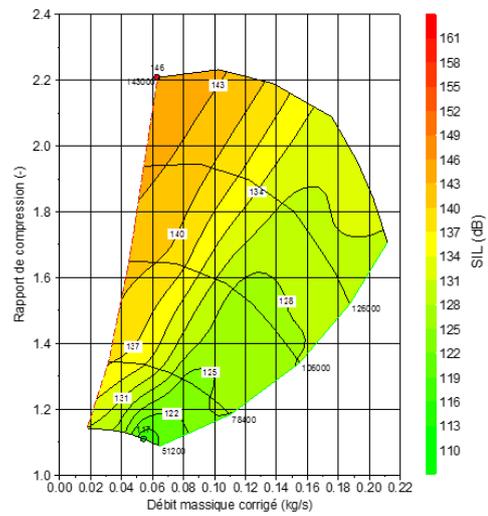
**Turbo 2**  
Niveau global intensité entrée (100Hz-4000Hz)



**Turbo 2**  
Niveau global intensité sortie (100Hz-4000Hz)



**Turbo 3**  
Niveau global intensité entrée (100Hz-4000Hz)



**Turbo 3**  
Niveau global intensité sortie (100Hz-4000Hz)

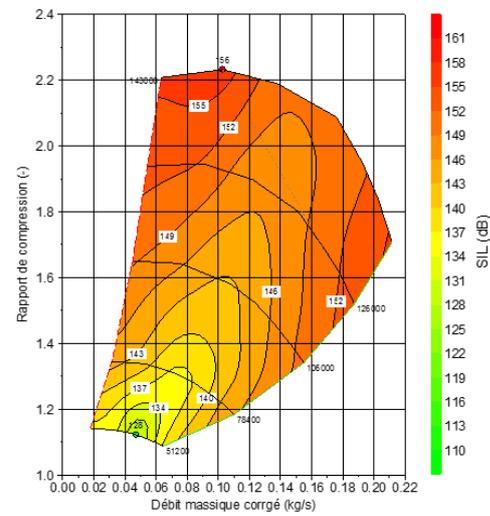
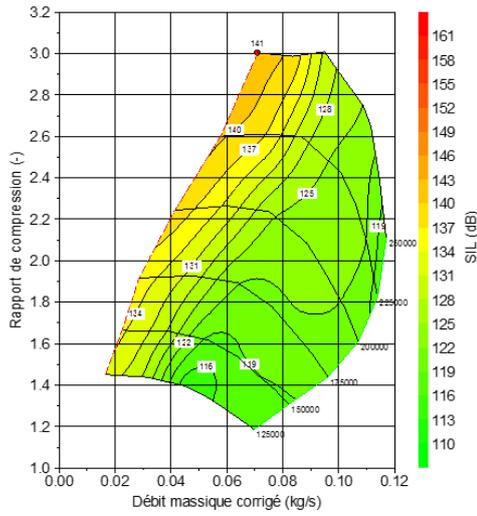
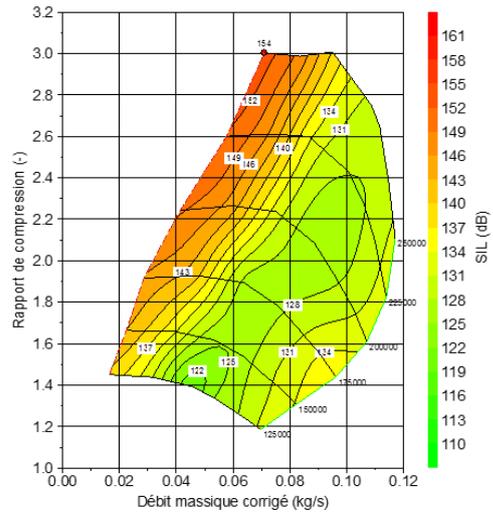


Figure 70: Résultats de la caractérisation active (Plage 100Hz à 4000Hz)

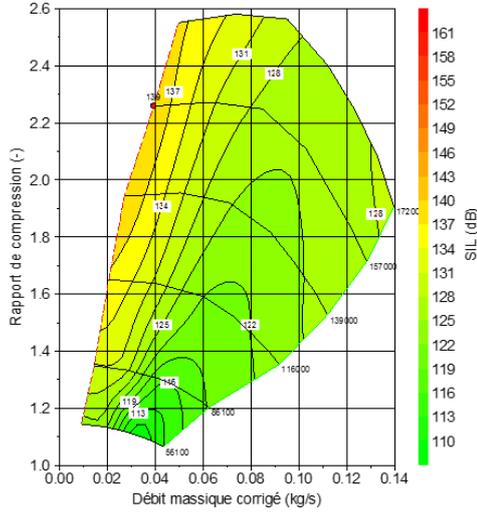
**Turbo 1**  
Niveau global intensité entrée (1000Hz-3000Hz)



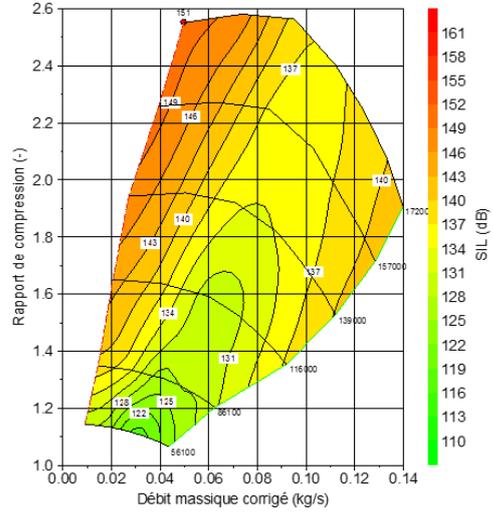
**Turbo 1**  
Niveau global intensité sortie (1000Hz-3000Hz)



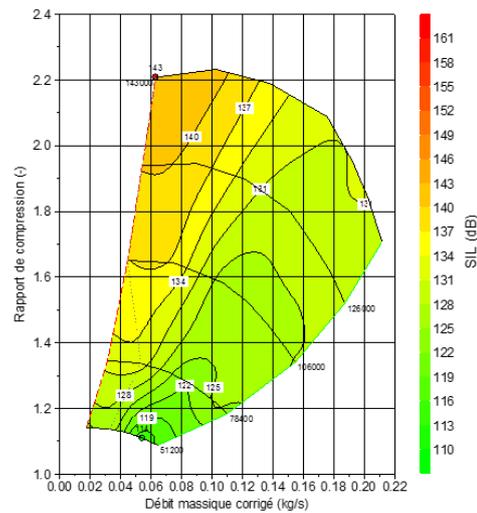
**Turbo 2**  
Niveau global intensité entrée (1000Hz-3000Hz)



**Turbo 2**  
Niveau global intensité sortie (1000Hz-3000Hz)



**Turbo 3**  
Niveau global intensité entrée (1000Hz-3000Hz)



**Turbo 3**  
Niveau global intensité sortie (1000Hz-3000Hz)

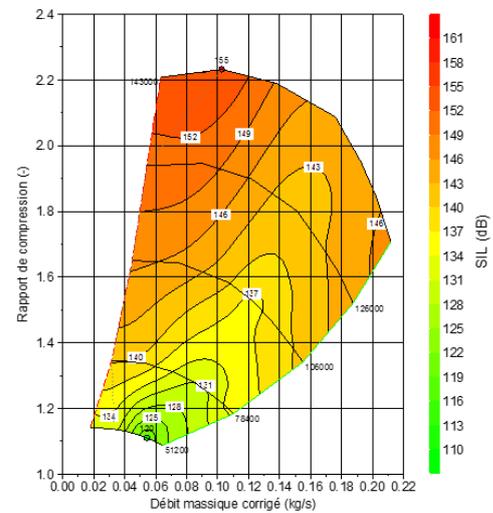


Figure 71: Résultats de la caractérisation active (Plage 1000Hz à 3000Hz)

La figure 71 montre les résultats pour les mêmes turbos, mais sur une plage entre 1000 Hz et 3000 Hz. Cette plage est souvent utilisée dans la littérature des turbocompresseurs puisque la fréquence 1000 Hz correspond à une vitesse de rotation de 60 000 tour/minutes, et 3000 Hz à 180 000 tours/minute. Cette plage de vitesses contient, dans la plupart de cas, la totalité des vitesses de rotation possibles sur une cartographie compresseur.

Concernant l'interprétation des résultats, les mêmes phénomènes que sur la plage complète sont présents, seuls les niveaux sont plus faibles d'environ 1 à 2 dB, ce qui est normal puisque la somme de la formule 5.3.1 est réalisée sur une fenêtre de fréquences moins large.

Ces cartographies de SIL permettent d'avoir une vue globale du compresseur en tant que source, mais il est possible d'analyser plus en détail chacun des points de fonctionnement en analysant les courbes de puissance ou d'intensité acoustique en fonction de la fréquence. Cette approche est davantage utilisée lors d'essais sur les bancs moteur et à rouleaux, puisqu'alors un seul point de fonctionnement est testé.

### 5.3.2 Essais sur banc moteur

Pour les essais sur banc moteur, le turbo numéro 1 a été utilisé (monté sur son moteur) comme montré sur la figure 72. Les numéros 1 et 2 correspondent à l'entrée et sortie du compresseur respectivement. Les flèches représentent le sens de l'écoulement. De même, 3 et 4 représentent entrée et sortie de la turbine. Les triangles violets pointent les capteurs de pression acoustique. Pour des raisons logistiques, au moment de réaliser les essais sur banc moteur, il n'était possible de réaliser la décomposition qu'avec la méthode des deux capteurs (citée dans le chapitre 2). La campagne d'essais a consisté à réaliser des rampes de pleine charge moteur entre 1000 tour/minute et 6000 tour/minute sur un intervalle de 100 secondes.

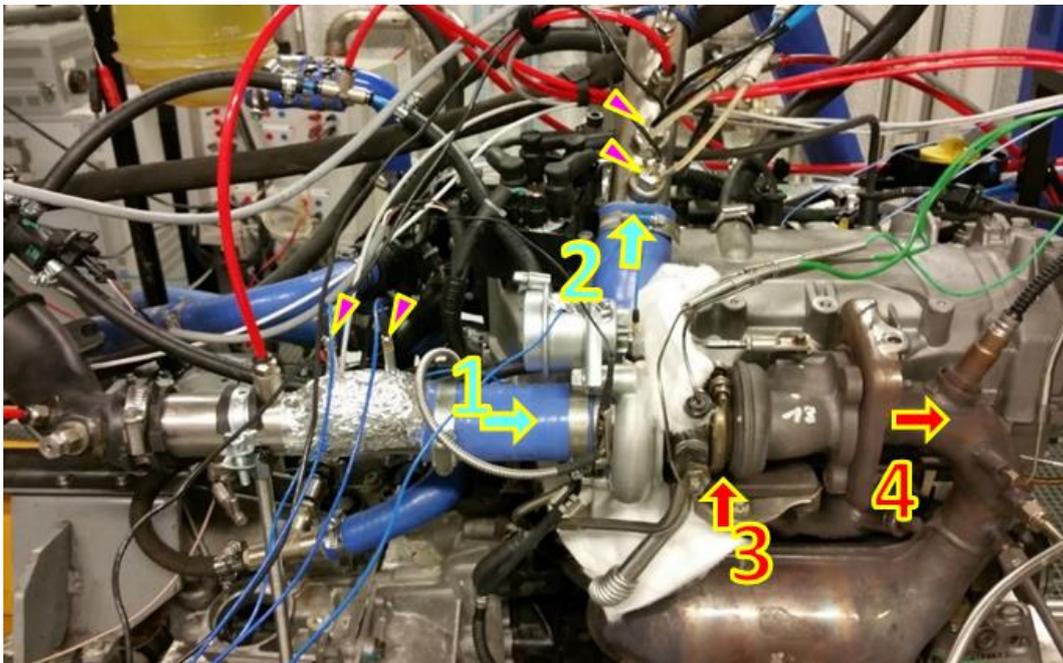


Figure 72: Dispositif expérimental sur banc moteur

Cette évolution nous permettrait ensuite d'extraire des données sur des durées de 2 secondes et les considérer comme des points stabilisés

La première étape de traitement des résultats, consiste à réaliser les calculs thermodynamiques (cf. partie 1.3.2) pour placer le comportement du turbo dans sa cartographie lors d'une rampe pleine charge moteur. Comme mentionné auparavant, dans le banc moteur c'est le moteur qui est piloté pour réaliser une pleine charge entre 1000 et 6000 tours/minute comme montré sur la figure 73 en bleu. Le turbo agit en conséquence selon les besoins du moteur, ce qu'on peut voir sur la figure 73 en rouge pointillé, on voit que le comportement du turbo n'est pas linéaire en fonction du temps : une accélération assez prononcée est réalisée entre 0 et 15 secondes, à ce moment-là la wastegate du turbo s'ouvre et on constate une légère décélération pour ensuite continuer à monter en vitesse de rotation, mais cette fois de façon plus progressive.

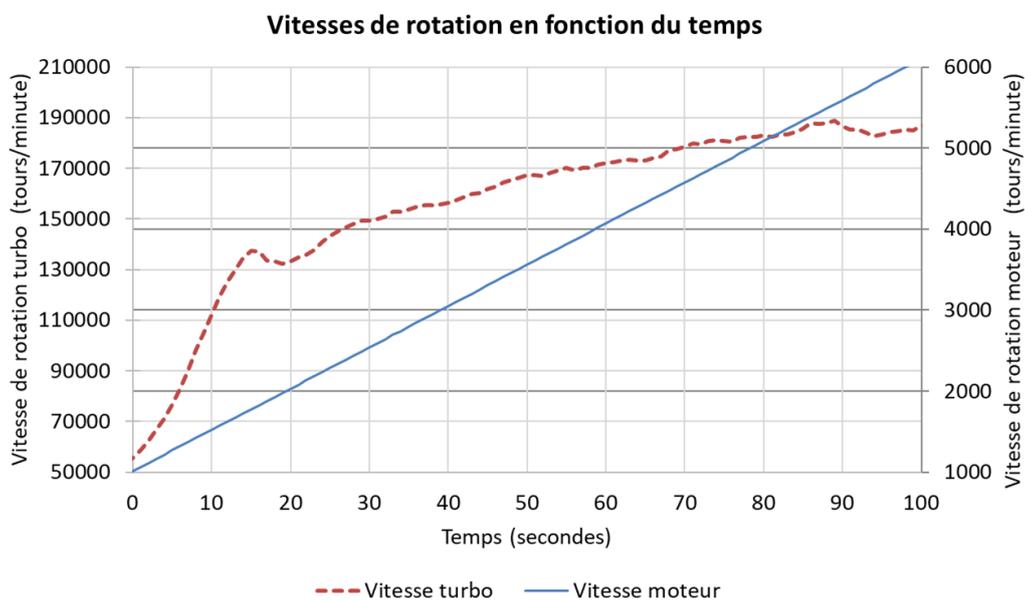


Figure 73: Vitesses de rotation pendant une rampe pleine charge

Les grandeurs quasi-statiques de pression, température, débit et vitesse de rotation du turbo sont acquises toutes les secondes, afin de calculer les points de cartographie correspondants. Le résultat est montré sur la figure 74 en noir continu. On retrouve la même allure de courbe, étant donné que le débit d'air est globalement proportionnel au temps. Ces points de fonctionnement successifs ont ensuite été reproduits sur le banc turbocompresseur : on reproduit d'abord la rampe de vitesse, et ensuite on pilote les vannes de contrepression du compresseur sur chaque point pour avoir les bons débits et rapport de compression. Une des difficultés est la reproduction de l'ouverture de la wastegate, puisque, comme déjà mentionné, sur le banc turbo la wastegate doit être bloquée en position fermée. Ceci dit, on peut voir sur la figure 74 que le comportement turbo dans les deux bancs est assez proche sur toute la rampe de vitesse. Nous pouvons alors réaliser l'étude d'un point stabilisé, ici 183 000 tours/minutes qui a été choisi pour le turbocompresseur car il est placé sur une partie de la courbe plus ou moins stable (comparé à l'accélération du début de rampe par exemple). Ce point est marqué sur la figure 74 avec un carré.

### Rampe pleine charge sur la cartographie compresseur

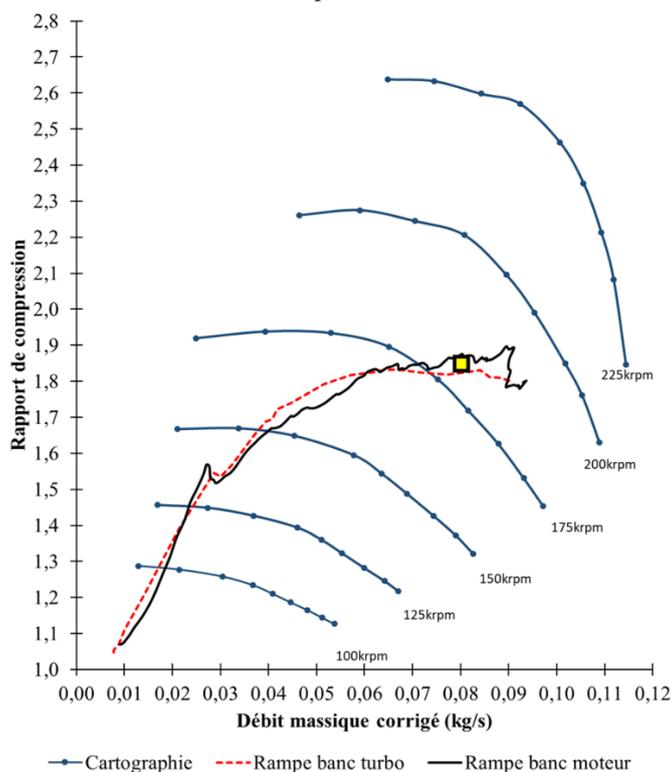


Figure 74: Rampe turbo sur la cartographie compresseur

En utilisant la décomposition d'ondes planes et les formules 5.2.1 et 5.2.2, on calcule la puissance acoustique (notée DSP dans les graphiques) en fonction de la fréquence sur le même point de fonctionnement mais sur les deux bancs différents. Les résultats sont montrés sur la figure 75, en haut à la sortie du compresseur, en bas à l'entrée, en rouge pointillé il s'agit de la courbe correspondant aux essais sur banc moteur, en bleu solide les résultats pour le banc turbo. Les lignes vertes verticales correspondent aux limites de fréquence pour la validité de la méthode de décomposition. On remarque dans un premier temps, comme pour la partie précédente que la puissance en sortie est supérieure à celle en entrée. Ensuite, dans les deux courbes et pour les deux bancs, on retrouve l'harmonique 1 correspondant à la vitesse de rotation autour des 3000 Hz (correspondant aux 183 000 tours/minute). On constate que sur ce point, les résultats pour le banc turbo sont surestimés. Egalement, la largeur du pic est bien plus faible sur le banc turbo, la vitesse de rotation étant beaucoup mieux contrôlée que sur le banc moteur. Ceci étant dit, les courbes des deux bancs restent assez proches sur la plage de mesure.

Un phénomène intéressant à remarquer se présente en regardant les basses fréquences (en dessous de 500 Hz). On remarque que l'évolution des courbes rouge et bleu est la même, mais la courbe rouge (moteur), présente plusieurs pics. Ceux-ci correspondent au bruit de la combustion du moteur qui, comme on peut le voir sont présents surtout à la sortie du compresseur, mais également à l'entrée. Ceci constitue une preuve que le bruit de combustion arrive à traverser le compresseur en fonctionnement.

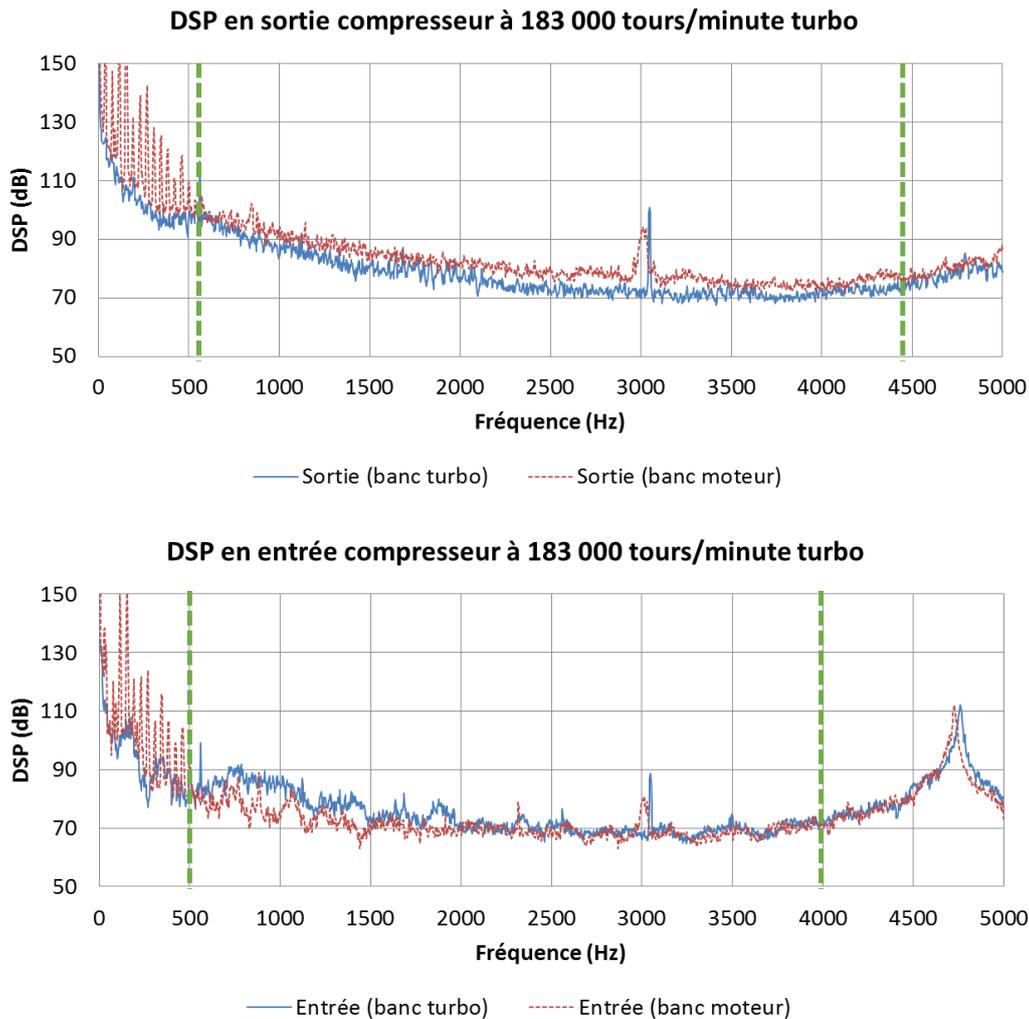


Figure 75: Puissance acoustique sur un point stabilisé, banc moteur et banc turbo

Ces résultats peuvent être obtenus pour n'importe quel point de fonctionnement du turbo. Les résultats les plus évidents se trouvent dans les hautes vitesses de rotation turbo, mais on pourrait imaginer réaliser cette caractérisation active sur un point spécifique de la vitesse de rotation moteur, où un problème de bruit aurait été détecté. De la même manière, on pourrait traiter tous les points de la rampe et obtenir la puissance acoustique sur toute la rampe à condition d'utiliser un graphique 3D avec une dimension de temps supplémentaire.

### 5.3.3 Essais sur véhicule

Des essais sur un véhicule complet ont été réalisés de façon analogue à ceux sur banc moteur, L'intérêt ici réside dans la configuration testée qui est très proche de la configuration réelle d'utilisation sur véhicule, tant d'un point de vue acoustique (les géométries en entrée et sortie compresseur correspondent à la ligne d'admission réelle), que d'un point de vue thermique (les températures en turbine et compresseur correspondent à la réalité, le refroidissement et la lubrification sont celles du véhicule). Des rampes de pleine charge ont été réalisées de façon à choisir ensuite un point de fonctionnement sur cette rampe, qui soit représentatif



Figure 76 : Configuration moteur de série

La figure 76 montre la configuration du moteur de série. Le compresseur est entouré en jaune, l'entrée du compresseur correspond à la flèche rouge, la sortie à la flèche jaune. Pour ces essais, trois différentes configurations ont été testées :

- Configuration 1, la ligne d'air en sortie du compresseur a été modifiée comme montré sur la figure 79, une durite a été placée directement à la sortie du compresseur, de façon à mesurer directement la puissance acoustique sortant de celui-ci.
- La configuration 2 est montrée sur la figure 81, l'atténuateur turbo (encerclé en vert pointillé) est remplacé par un tube de longueur équivalente.
- La configuration 3 est la même que celle de la figure 76, mais avec les tubes de mesure placés comme sur la figure 76 (en rouge).

La mesure en entrée est réalisée au même endroit pour les trois configurations comme montré sur la figure 76.

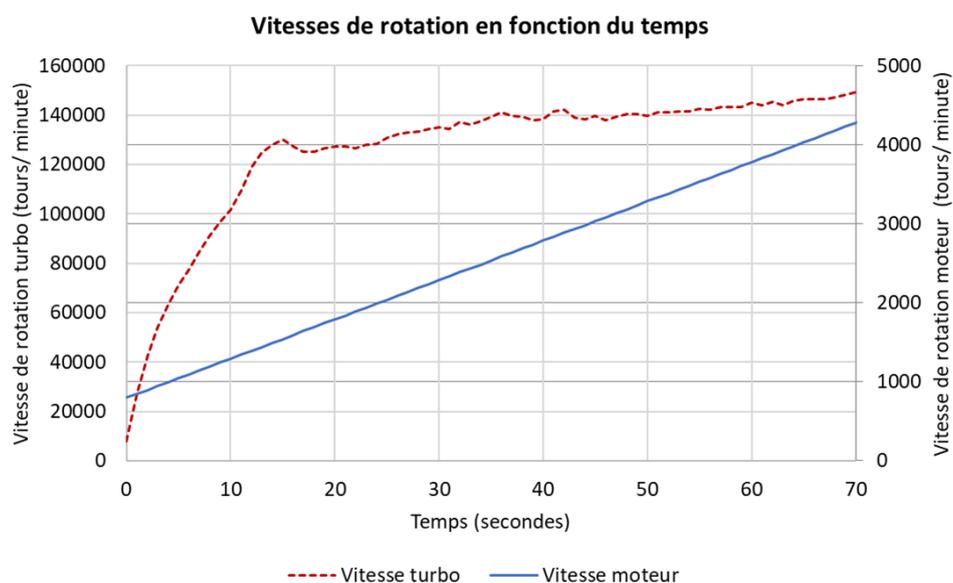


Figure 77: Vitesses de rotation pendant une rampe pleine charge sur véhicule

La rampe de vitesse moteur est montrée sur la figure 77, ainsi que la vitesse correspondante du turbocompresseur. A nouveau les données de pression, température, vitesse de rotation et débit sont utilisées pour placer la courbe pleine charge sur la cartographie compresseur comme montré sur la figure 78. Le point de fonctionnement marqué avec un carré sur la cartographie figure 78 a été choisi pour être étudié. Ce point correspond à une vitesse stabilisée du moteur à 3500 tours/minute. Le fonctionnement du turbocompresseur, en ce point, est relativement stable, comparé aux points de la montée rapide en vitesse, ou aux points d'ouverture de wastegate.

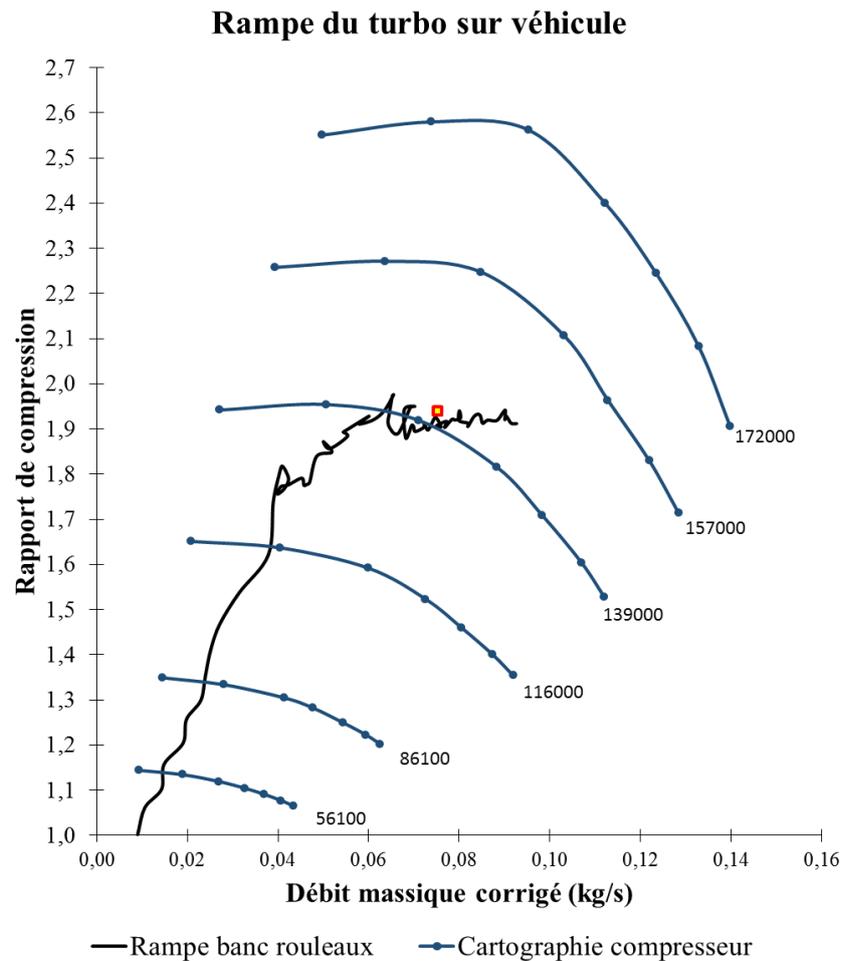


Figure 78: Rampe turbo véhicule sur la cartographie compresseur

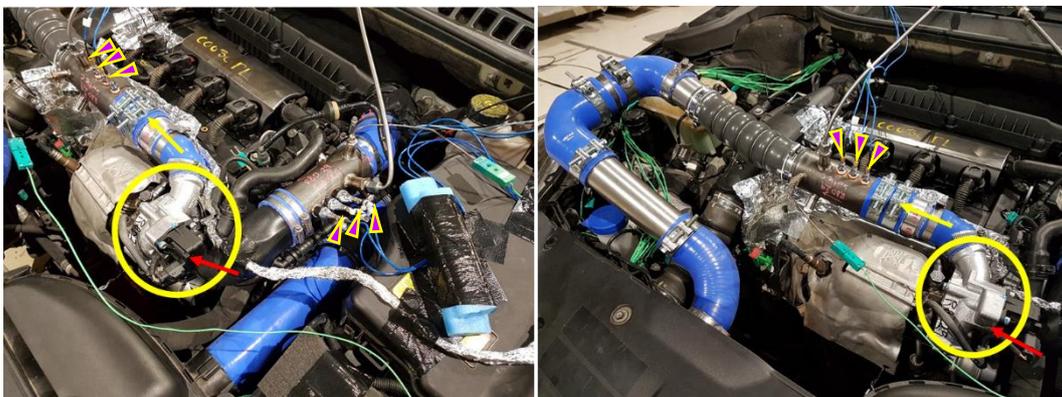


Figure 79: Configuration 1

Les résultats de la configuration 1 (figure 79) sont montrés sur la figure 80. Sur banc turbo, la même durite a été montée en sortie compresseur, et des terminaisons anéchoïques sont utilisés en fin de ligne.

On peut faire les mêmes constats que sur le banc moteur sont : les niveaux en sortie sont supérieurs à ceux en entrée compresseur. L'harmonique 1 (autour des 2400 Hz) est un peu décalé vers les basses fréquences pour les essais sur banc turbo (BT) par rapport aux essais bac rouleaux (BR). Malgré ceci, les allures des courbes restent les mêmes, aux harmoniques moteur en basse fréquences près.

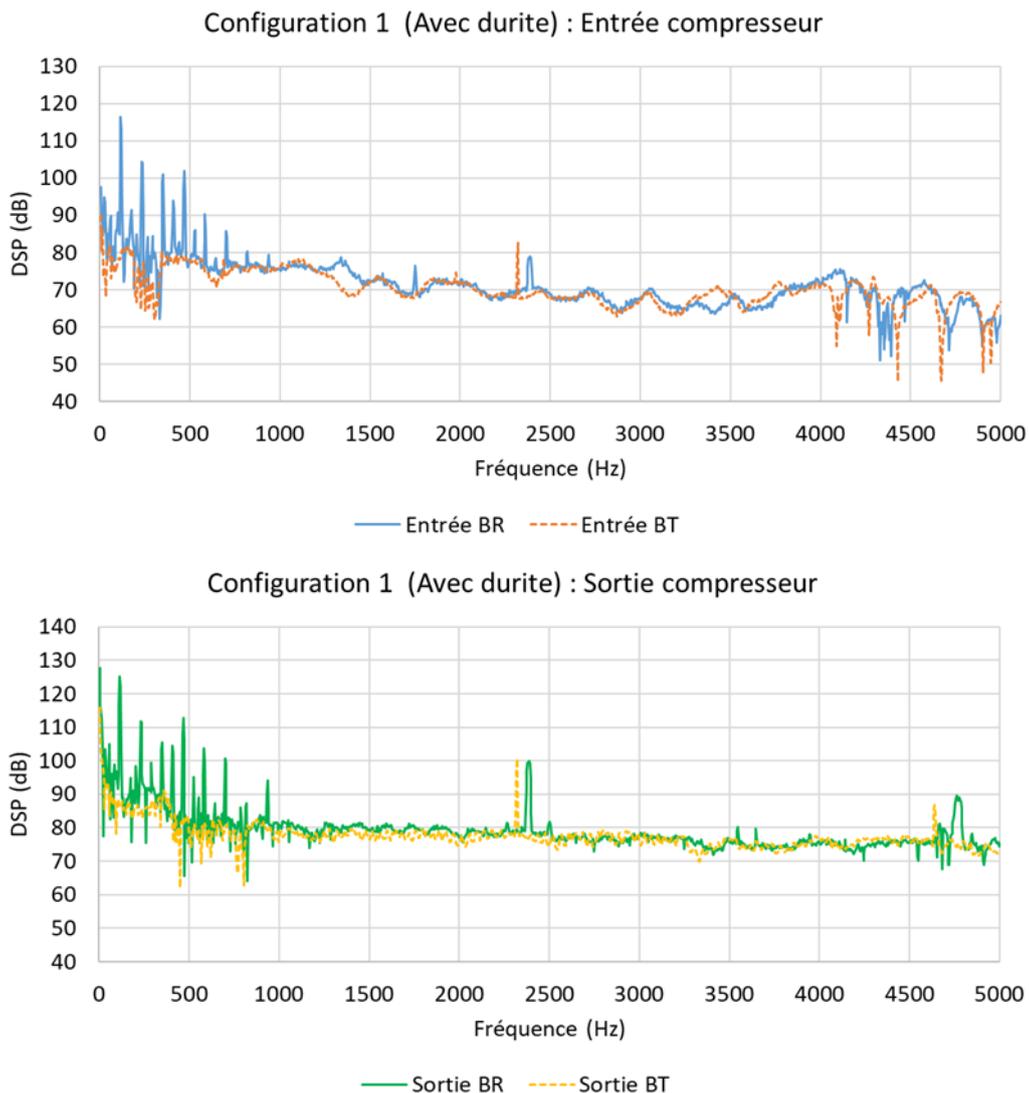


Figure 80: Puissance acoustique-Configuration 1

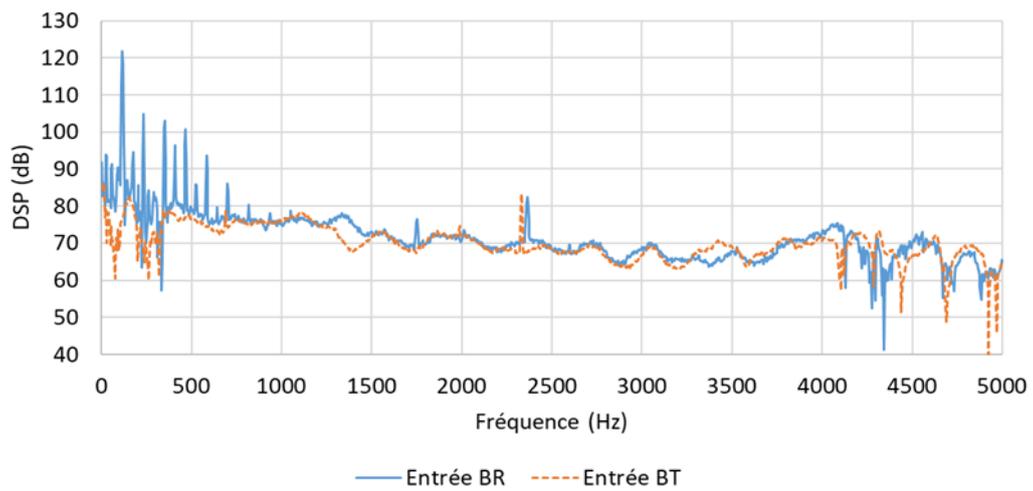
Pour la configuration 2 l'atténuateur du turbo est remplacé par un tube de même forme mais lisse à l'intérieur. Les résultats en sortie compresseur (figure 82) sont issus de mesures en aval de cet atténuateur. On constate à nouveau une bonne correspondance entre les résultats issus du banc rouleaux et du banc turbo.

Finalement, pour la configuration 3 l'atténuateur est remis en place comme montré sur la figure 83.



Figure 81: Configuration 2

Configuration 2 (Avec tube équivalent) : Entrée compresseur



Configuration 2 (Avec tube équivalent) : Sortie compresseur

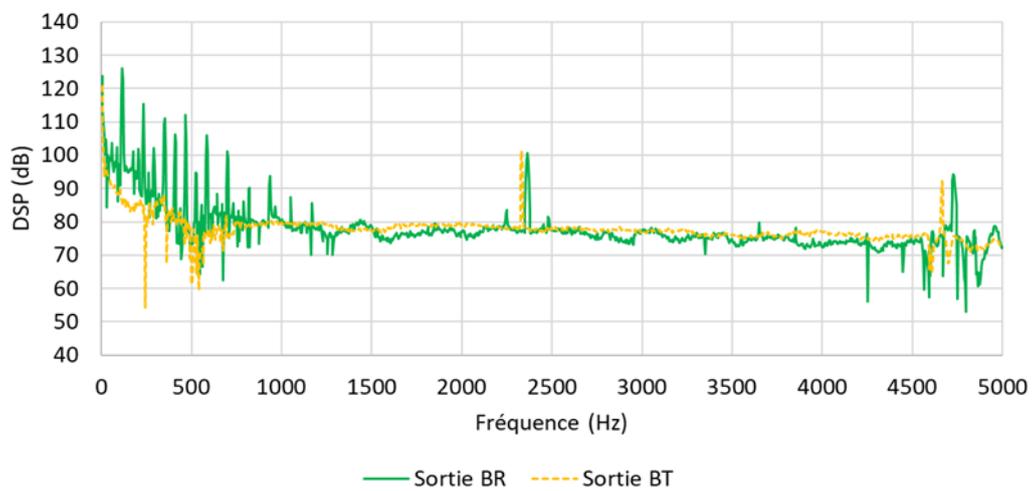


Figure 82: Puissance acoustique-Configuration 2

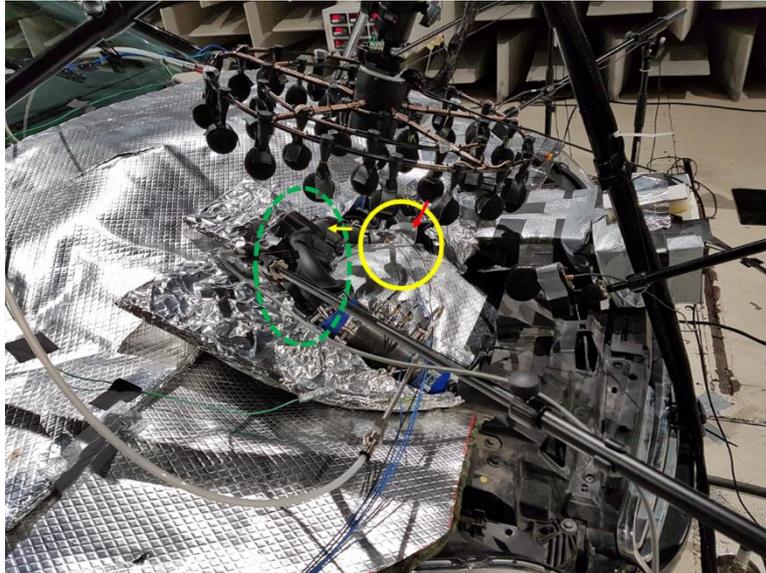
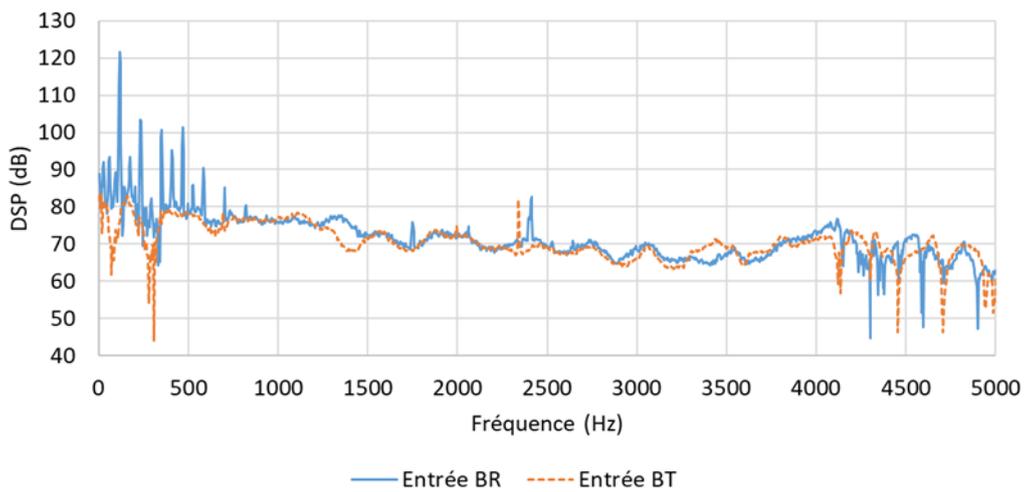


Figure 83: Configuration 3

Configuration 3 (Avec atténuateur) : Entrée compresseur



Configuration 3 (Avec atténuateur) : Sortie compresseur

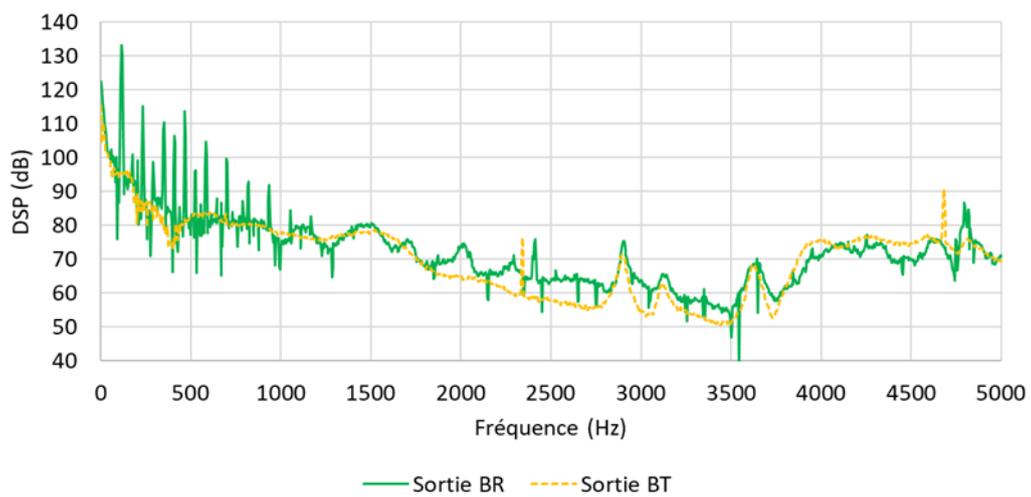


Figure 84: Puissance acoustique-Configuration 3

A nouveau l'influence de l'atténuateur turbo est visible sur les courbes en sortie compresseur (figure 84). Ce résultat est mis en évidence sur la figure 85, où les configurations 2 (sans atténuateur) et 3 (avec atténuateur) sont comparées. On peut voir qu'en entrée du compresseur les niveaux de puissance restent identiques (courbe du haut), cependant en sortie, l'atténuateur agit sur une plage de fréquences entre 1500 Hz et 4000 Hz, diminuant ainsi l'harmonique 1 d'environ 20 dB.

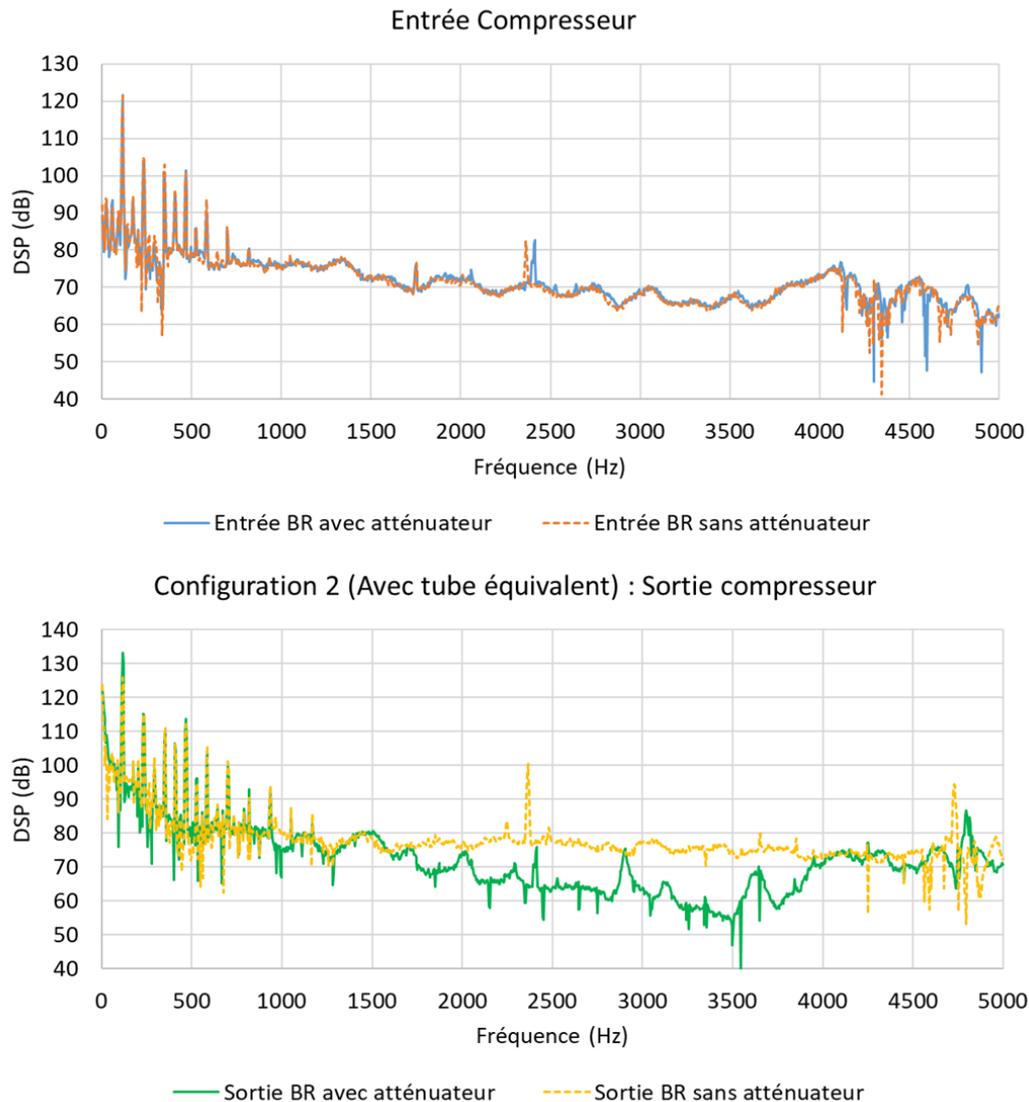


Figure 85: Puissance acoustique-Avec et sans atténuateur

Nous avons pu comparer ainsi des mesures sur trois niveaux de complexité : le banc turbo où seul le turbocompresseur est en place, le banc moteur où tout le moteur est en place, et finalement le véhicule complet qui se rapproche le plus de la réalité.

Du point de vue du compresseur, les résultats sur banc turbo sont représentatifs des mesures en environnement réel. Le banc turbo présente l'avantage d'essais beaucoup plus simples à mettre en œuvre. Toujours est-il qu'il faut réaliser des essais sur banc moteur ou à rouleaux pour pouvoir identifier les points de la cartographie correspondant à la réalité.

---

# Chapitre 6 : Conclusions

---

## 6.1 Conclusion

La principale innovation dans ces travaux de thèse, est l'utilisation du beamforming dans les conduits pour la décomposition d'ondes planes. Cette méthode a été confrontée à avec la méthode des deux capteurs, à la mesure d'un capteur d'intensité Microflown, et à des résultats de simulations. Cette méthode est légèrement plus précise. La compacité de l'arrangement de capteurs présente un réel avantage. En effet grâce au beamforming l'arrangement de trois capteurs a pu être monté sur des tubes de mesure suffisamment compacts pour être montés sur véhicule, dans un environnement de moteur en fonctionnement. Il sera intéressant de comparer le beamforming à 3 capteurs avec la méthode de séparation classique à 3 capteurs développée pour lever les indéterminations observées avec 2 capteurs.

La caractérisation acoustique passive de systèmes acoustiques a été présentée et appliquée à une géométrie simple pour validation des méthodes, mais également au turbocompresseur. La représentation des systèmes par les trois matrices caractéristiques (diffusion, transfert et impédance) permet d'avoir une qualification passive compatible avec plusieurs utilisations. Une géométrie du turbo K04 a été reconstruite avec succès, et les simulations acoustiques réalisées sur celle-ci ont donné des résultats semblables aux résultats expérimentaux. Il serait cependant utile de réévaluer la géométrie de la volute pour mieux faire correspondre essais et simulations. Finalement, une méthode pour réaliser la caractérisation passive du turbo opérationnel a été proposée mais des difficultés dans le traitement numérique des signaux n'a pas permis d'obtenir des résultats satisfaisants. Il serait intéressant de refaire les essais en augmentant le rapport signal sur bruit avec une source qui ne présente pas des problèmes de niveau.

Cependant, pour pouvoir accéder à une référence de comparaison, il serait intéressant de pouvoir réaliser des simulations qui prennent en compte tous les phénomènes dans le compresseur. En effet, les simulations réalisées ont été faites sur une géométrie de compresseur fixe, et sans écoulement d'air. Il serait intéressant de procéder à des simulations prenant en compte la rotation du compresseur, la présence d'écoulement, mais surtout le phénomène de compression dans la volute du compresseur. Il s'agirait donc de simulations CFD couplées à des simulations acoustiques.

La caractérisation acoustique active des turbocompresseurs a surtout été travaillée de manière expérimentale, avec trois niveaux de complexité des systèmes : banc turbo, banc moteur et

banc rouleaux avec véhicule complet. Ces résultats obtenus sur ces 3 moyens d'essai sont cohérents dans la plage de fréquences des ondes planes, et leur pertinence a été partiellement validée par les résultats obtenus pour un atténuateur turbo sur le véhicule complet. Mais encore une fois, des simulations CFD-Acoustiques seraient utiles pour pouvoir comparer aux résultats expérimentaux. Un résultat particulièrement intéressant pour une application industrielle est celui des cartographies compresseur avec les niveaux SIL pour chaque point de fonctionnement. Ces cartographies peuvent être désormais réalisées avec les outils développés dans cette thèse.

D'autres perspectives de développement sont apparues : la méthode du beamforming dans les conduits a été développée, mais de nombreuses applications autres que la caractérisation acoustique peuvent être explorées, par exemple la détection du phénomène de pompage dans le compresseur.

L'une des principales hypothèses au cours de cette thèse est la propagation en ondes planes, ce qui limite la plage de fréquences d'utilisation des méthodes développées. Il serait donc intéressant d'envisager l'extension de ces techniques de caractérisation acoustique au-delà du domaine des ondes planes. D'autant plus que même si la fréquence de rotation du turbocompresseur est, pour la grande majorité des applications automobiles, incluse dans la plage des ondes planes, en revanche les harmoniques supérieures correspondant par exemple au passage des aubes ne le sont pas. Il s'agit pourtant de fréquences intéressantes à traiter.

Finalement, on peut mentionner le fait que les méthodes développées dans cette thèse peuvent s'appliquer à tout système à 2 ports, dans le respect des hypothèses prises. De nombreuses applications, autres que les turbocompresseurs, peuvent être explorées. On peut penser à la caractérisation de pompes. Et dans un moteur automobile aux filtres, les atténuateurs, les échangeurs, etc.

## **6.2 Perspectives**

### **6.2.1 Utilisation du beamforming pour la détection du pompage**

Lors d'essais sur banc turbocompresseur, la mesure des pressions acoustiques en entrée et sortie du compresseur a naturellement fait penser au pompage. En effet, différentes stratégies pour le détecter existent dans le milieu industriel. Une première consiste à mesurer la pression en entrée du compresseur, le phénomène de pompage entraînant une augmentation de la pression en entrée du compresseur dû à l'air qui reviendrait dans l'entrée du conduit d'admission. Une autre stratégie consiste à mesurer la température en entrée du compresseur. L'air en sortie compresseur (après compression) possède une température supérieure à celle de l'air en entrée. Une augmentation de la température d'air en entrée serait donc un indicateur d'un retour de l'air chaud de la sortie vers l'entrée.

Dans ces travaux, le phénomène a été traité comme une génération d'ondes acoustiques à l'entrée du compresseur. Ainsi, lorsque le phénomène de pompage se met en place des ondes acoustiques apparaîtraient en entrée du compresseur, et elles auraient un sens contraire à l'écoulement d'air. Pour tester l'application de la méthode du beamforming pour la détection

de pompage des essais ont été réalisés. La figure 86 montre les quatre branches du turbocompresseur, ainsi que la convention adoptée des pressions positives et négatives dans les branches du compresseur.

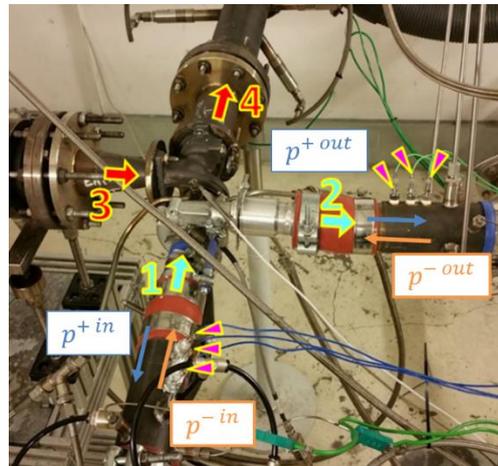


Figure 86: Les quatre branches des essais turbocompresseur.

L'idée est donc de réaliser la décomposition des ondes planes dans la branche numéro 1, et de surveiller notamment la pression  $p^{+in}$  (figure 86), donc la pression sortant de l'entrée compresseur et qui remonte vers le filtre à air. La figure 87 montre la cartographie du turbocompresseur utilisé (turbo 2 du chapitre 2). Le turbo a été placé sur le point de pompage de la deuxième iso-vitesse (150 000 tours/minute) et ensuite le débit d'air a été réduit de façon à entrainer le phénomène de pompage et déplacer le point de fonctionnement comme montré sur la figure 87.

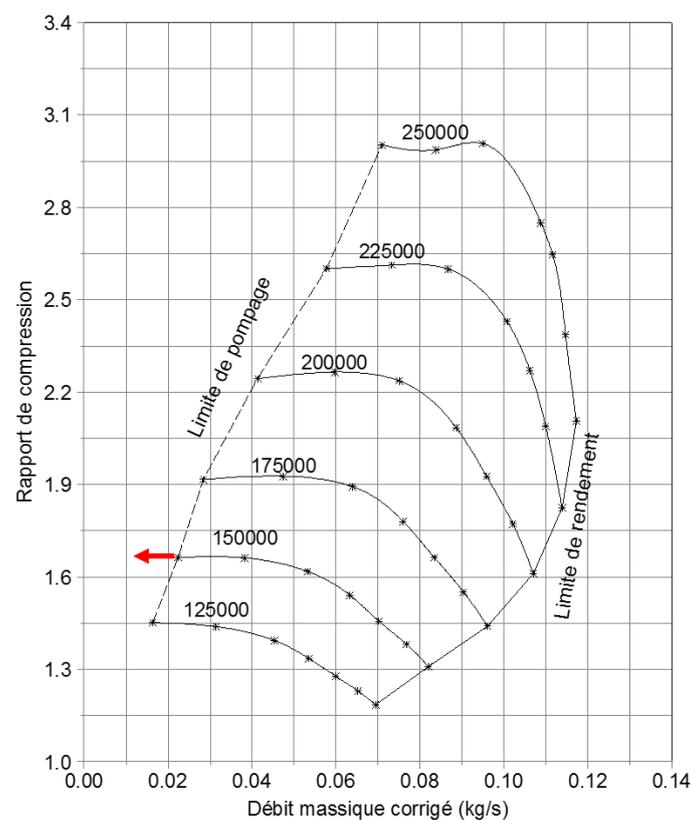


Figure 87: Cartographie compresseur et essais de pompage

Dans un premier temps, les données ont été exploitées dans le domaine temporel, le but étant uniquement la détection de pompage, et non pas la caractérisation fréquentielle de celui-ci. La figure 88 à gauche montre la pression mesurée par le capteur numéro 1 (à l'entrée, le plus proche du compresseur). Le pompage apparaît un peu avant les sept secondes par une augmentation de l'amplitude de la pression. La partie droite de la figure 88 montre cette fois la décomposition de l'onde sur la partie assombrie du graphe correspondant de droite. On peut remarquer que lors de l'apparition du phénomène de pompage l'amplitude des ondes décomposées augmente considérablement (plus de 200 mbar ou 20 kPa). On peut d'ailleurs remarquer que les ondes positives et négatives n'évoluent pas de la même façon dans le temps. L'amplitude de l'onde négative (en orange sur les graphes) diminue en fonction du temps, alors que pour l'onde positive (bleue) semble augmenter en amplitude.

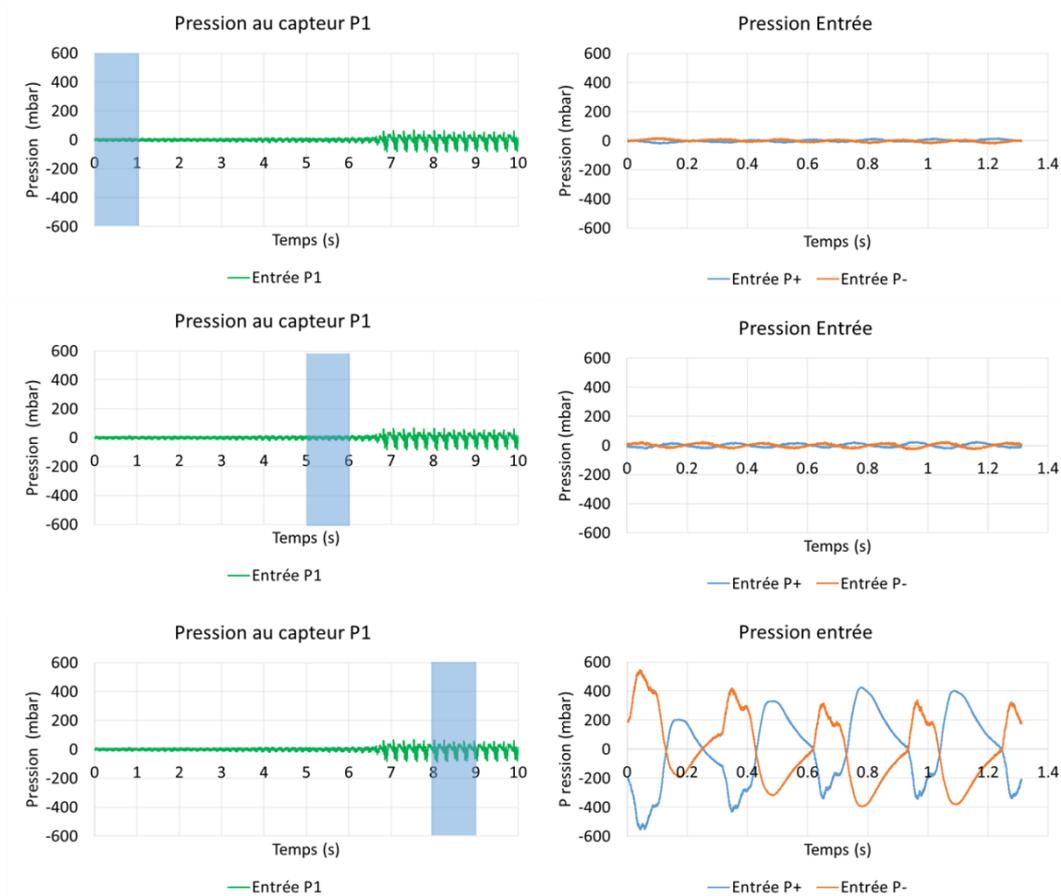


Figure 88: Pressions acoustiques mesurées en entrée compresseur

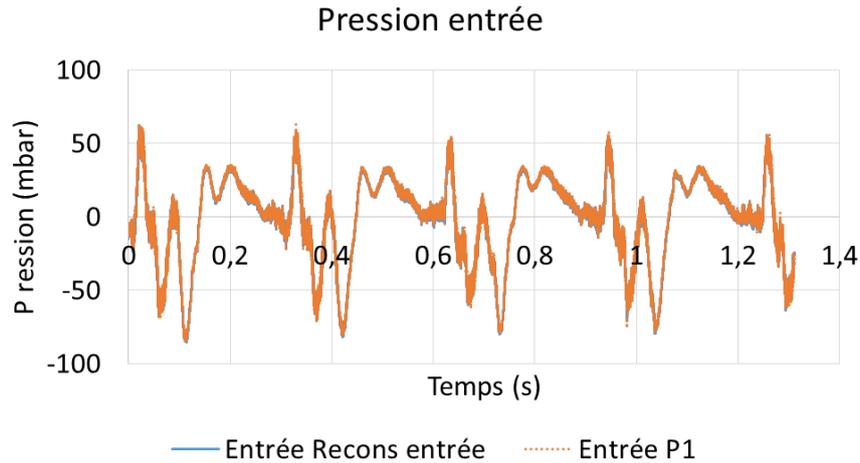


Figure 89: Pression mesurée au capteur 1 et pression reconstituée à partir de la décomposition

Entre 8 et 9 secondes, la pression dans la section du capteur 1 est reconstituée en additionnant les composantes positive et négative obtenues. La figure 89 montre la pression mesurée (en orange pointillé) ainsi que la pression reconstituée (en bleu). On constate que les deux courbes se superposent. De façon à mieux analyser les différences, la figure 90 montre la différence en valeur absolue entre les deux courbes.

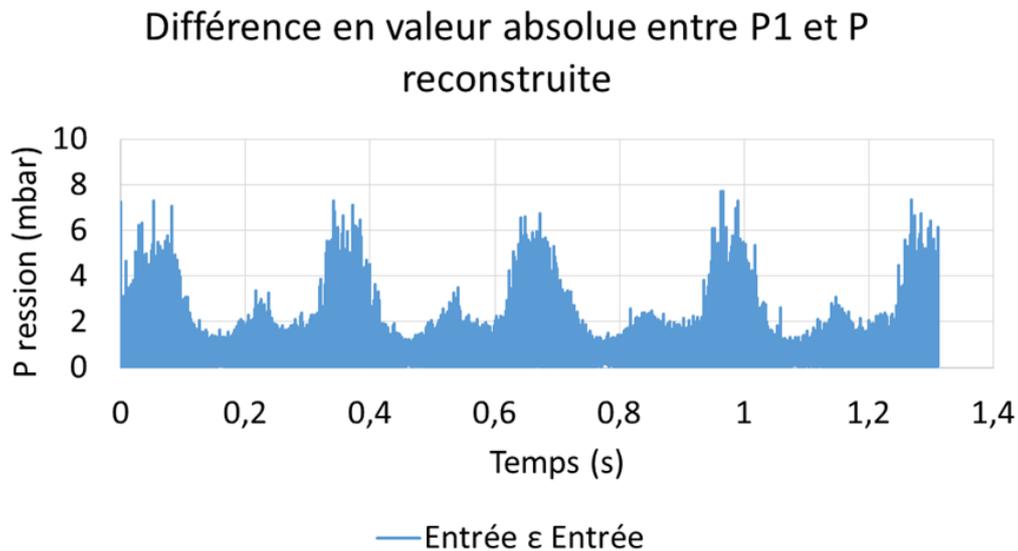


Figure 90: Différence entre la pression reconstituée et la pression mesurée en fonction du temps

## 6.2.2 Calcul de la puissance acoustique au-delà du domaine des ondes planes

L'hypothèse d'ondes planes en conduite est sous-jacente à l'ensemble de ces travaux limitant la plage de fréquence utile. Aussi, une des principales perspectives de ces travaux est de développer des méthodes acoustiques qui soient capables de quantifier la puissance acoustique dans les conduits au-delà de la fréquence de coupure. En particulier des phénomènes tels que le passage d'aubes a lieu à des fréquences liées au nombre d'aubes dans le compresseur. Typiquement dotées d'entre 8 et 12 aubes, ces phénomènes peuvent s'étendre de 8 kHz jusqu'au-delà de 20kHz (fréquence maximale audible).

Deux approches possibles peuvent être citées, une première consiste à traiter le problème avec des outils statistiques comme présenté par Hynninen et Abom dans [33] et [34]. Dans ces références des simulations et des essais sont réalisées pour calculer la puissance acoustique dans les branches d'un compresseur. Pour traiter l'aspect tridimensionnel de la propagation acoustique, un arrangement de capteurs comme celui de la figure 91, et non plus linéaire est nécessaire. Une autre idée consisterait à utiliser le beamforming pour identifier les nombres d'onde en propagation dans les conduits et faire une estimation de puissance en fonction du mode qui est excité.

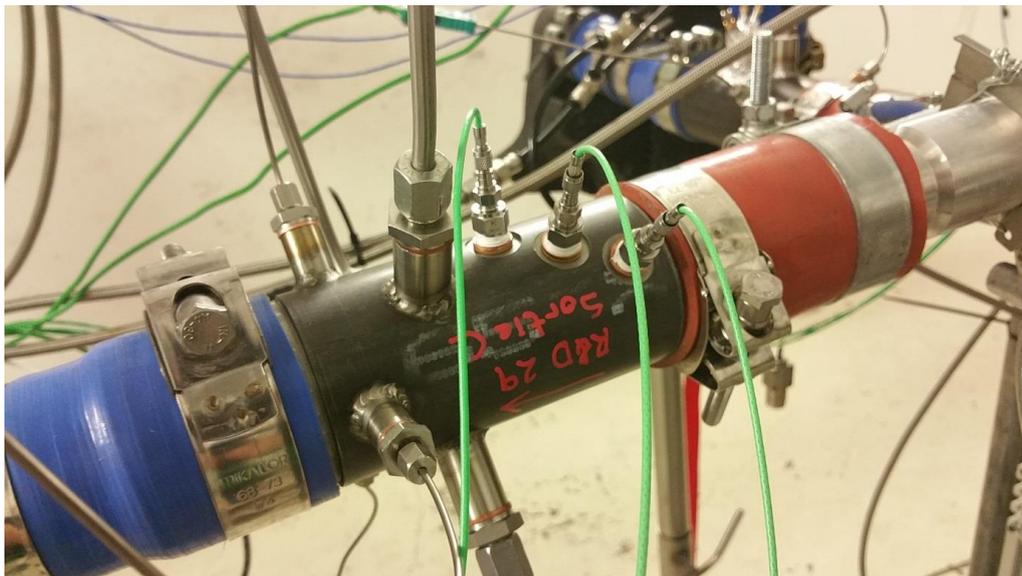


Figure 91 : Montage des capteurs pour la mesure au-delà de la fréquence de coupure

---

## REFERENCES

---

- [1] Abom, M., 2010. An Introduction to Flow Acoustics. KTH, Sweden.
- [2] Abom, M., 1992. A note on the experimental determination of acoustical two-port matrices. *Journal of Sound and Vibration* 155, 185–188.
- [3] Abom, M., 1991. Measurement of the scattering Matrix of acoustical two ports. *Mechanical Systems and Signal Processing* 5, 89–104.
- [4] Abom, M., 1988. Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow. *The Journal of the Acoustical Society of America* 83, 2429. doi:10.1121/1.396322
- [5] Andrés Verdu, I., 2003. Contribucion al estudio y caracterizacion de la generacion de ruido de flujo en el sistema de escape. Universidad Politécnica de Valencia, Valencia.
- [6] Antti Hynninen, Mats Åbom, 2014. Acoustic source characterization for prediction of medium speed diesel engine exhaust noise. *Journal of Vibration and Acoustics* 136.
- [7] Barry D. Van Veen, Kevin M. Buckley, 1988. Beamforming: A versatile approach to spatial filtering. *IEEE ASSP Magazine* 4–24.
- [8] Biwa, T., Tashiro, Y., Nomura, H., Ueda, Y., Yazaki, T., 2008. Experimental verification of a two-sensor acoustic intensity measurement in lossy ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America* 124, 1584. doi:10.1121/1.2953311
- [9] Bodén, H., 1986. Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America* 79, 541. doi:10.1121/1.393542
- [10] Bourgeois, J., Minker, W., 2009. Time-domain beamforming and blind source separation: speech input in the car environment, *Lecture notes in electrical engineering*. Springer, New York, NY.
- [11] Brandstein, M., Ward, D. (Eds.), 2001. *Microphone Arrays, Digital Signal Processing*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [12] Broatch, A., Galindo, J., Navarro, R., García-Tíscar, J., 2014. Methodology for experimental validation of a CFD model for predicting noise generation in centrifugal compressors. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 50, 134–144. doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2014.06.006
- [13] Broatch, A., Galindo, J., Navarro, R., García-Tíscar, J., Daghli, A., Sharma, R.K., 2015. Simulations and measurements of automotive turbocharger compressor whoosh noise. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 9, 12–20. doi:10.1080/19942060.2015.1004788

- [14] Davies, P.O.A.L., 1988. Practical flow duct acoustics. *Journal of Sound and Vibration* 124, 91–115. doi:10.1016/S0022-460X(88)81407-X
- [15] Davies, P.O.A.L., n.d. Measurement of plane wave acoustic fields in flow ducts. *Journal of Sound and Vibration* 72, 539–542.
- [16] Emmet J. English, 2010. A measurement based study of the acoustics of pipe systems with flow (PhD Thesis). University of Southampton.
- [17] Finn Jacobsen, 2005. Sound intensity and its measurement and applications.
- [18] Finn Jacobsen, 1991. A note on instantaneous and time-averaged active and reactive sound intensity. *Journal of Sound and Vibration* 147, 489–496.
- [19] Finn Jacobsen, 1990. Active and reactive sound intensity in a reverberant sound field. *Journal of Sound and Vibration* 143, 231–240.
- [20] Finn Jacobsen, Hans-Elias de Bree, 2005a. A comparison of two different sound intensity measurement principles. *The Journal of the Acoustical Society of America* 118, 1510–1517.
- [21] Finn Jacobsen, Hans-Elias de Bree, 2005b. Intensity-based sound power determination under adverse sound field conditions: P-P probes versus P-U probes. Presented at the Twelfth International Congress on Sound and Vibration, Lisbon.
- [22] Fontanesi, S., Paltrinieri, S., Cantore, G., 2014. CFD Analysis of the Acoustic Behavior of a Centrifugal Compressor for High Performance Engine Application. *Energy Procedia* 45, 759–768. doi:10.1016/j.egypro.2014.01.081
- [23] Frickey, D.A., 1994. Conversions between S, Z, Y, H, ABCD, and T parameters which are valid for complex source and load impedances. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques* 42, 205–211. doi:10.1109/22.275248
- [24] Galindo, J., Tiseira, A., Navarro, R., Tarí, D., Meano, C.M., 2017. Effect of the inlet geometry on performance, surge margin and noise emission of an automotive turbocharger compressor. *Applied Thermal Engineering* 110, 875–882. doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.08.099
- [25] Greitzer, E.M., 1976. Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors—Part I: Theoretical Compression System Model. *Journal of Engineering for Power* 98, 190. doi:10.1115/1.3446138
- [26] Hans Rämmlal, 2009. Studies of flow duct acoustics with applications to turbocharged engines. Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden.
- [27] Hans Rämmlal, Mats Åbom, 2009. Experimental Determination of Sound Transmission in Turbo-Compressors. SAE International.
- [28] Haykin, S., Prabhakar, T., 2014. Adaptive filter theory, 5. ed., internat. ed. ed, Always learning. Pearson, Upper Saddle River.

- [29] Heiki Tikkoja, Hans Rammal, Mats Åbom, Hans Bodén, 2010. Test-rig for Complete Acoustic Characterization of Turbochargers. Presented at the 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- [30] Heiki Tikkoja, Mats Åbom, Hans Bodén, 2011. Investigations of Automotive Turbocharger Acoustics. *SAE Int. J. Engines* 4, 2531–2542.
- [31] Holmberg, A., Åbom, M., Bodén, H., 2011. Accurate experimental two-port analysis of flow generated sound. *Journal of Sound and Vibration* 330, 6336–6354. doi:10.1016/j.jsv.2011.07.041
- [32] Hynninen, A., 2015. Acoustic In-duct Characterization of Fluid Machines with Applications to Medium Speed IC-engines. KTH Royal Institute of Technology, Stockholm.
- [33] Hynninen, A., Abom, M., 2015. Determination of in-duct sound power beyond the plane wave range using wall-mounted microphones. *Applied Acoustics* 99, 24–30. doi:10.1016/j.apacoust.2015.05.003
- [34] Hynninen, A., Abom, M., 2012. Procedure to Estimate the In-Duct Sound Power in the High Frequency Range With Non-Plane Waves. *ASME*, p. 181. doi:10.1115/NCAD2012-0531
- [35] J. Lavrentjev, M. Åbom, H. Bodén, 1995. A measurement method for Determining the Source Data of Acoustic Two-Port Sources. *Journal of Sound and Vibration* 183, 517–531.
- [36] K. R. Holland, P. O. A. L. Davies, 2000. The measurement of sound power flux in flow ducts. *Journal of Sound and Vibration* 230, 915–932.
- [37] K.S. Peat, A.J. Torregrosa, A. Broatch, T. Fernández, 2006. An investigation into the passive acoustic effect of the turbine in an automotive turbocharger. *Journal of Sound and Vibration* 295, 60–75.
- [38] Mason, V., 1969. Some experiments on the propagation of sound along a cylindrical duct containing flowing air. *Journal of Sound and Vibration* 10, 208–226. doi:10.1016/0022-460X(69)90197-7
- [39] Mimani, A., Munjal, M.L., 2012. Acoustical Analysis of a General Network of Multi-Port Elements - An Impedance Matrix Approach. *The International Journal of Acoustics and Vibration* 17. doi:10.20855/ijav.2012.17.1297
- [40] Morfey, C.L., 1971. Sound transmission and generation in ducts with flow. *Journal of Sound and Vibration* 14, 37–55. doi:10.1016/0022-460X(71)90506-2
- [41] Mueller, T.J., 2002. *Aeroacoustic measurements*. Springer, Berlin; New York.
- [42] Munjal, M.L., 1987. *Acoustics of ducts and mufflers: with application to exhaust and ventilation system design*, A Wiley-Interscience publication. Wiley, New York.

- [43] N. Aretakis, K. Mathioudakis, M. Kefalakis, K. Papailiou, 2004. Turbocharger unstable operation diagnosis using vibroacoustic measurements. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 126, 840–847.
- [44] Nguyen-Schäfer, H., 2013. *Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [45] Nguyen-Schäfer, H., 2012. *Rotordynamics of Automotive Turbochargers*. Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg.
- [46] Pinero, G., Vergara, L., 1995. Separation of forward and backward acoustic waves in a car exhaust by array processing, in: *ICASSP-95*. Presented at the International Conference on Acoustics, Speech, and Signal Processing, 1995., IEEE, Detroit, MI, pp. 1920–1923. doi:10.1109/ICASSP.1995.480590
- [47] Pinero, G., Vergara, L., Desantes, J.M., Broatch, A., 2000. Estimation of velocity fluctuation in internal combustion engine exhaust systems through beamforming techniques. *Measurement science and technology* 11, 1585–1595.
- [48] Portier, E., Leandre, J.P., 2012. Experimental determination and prediction of turbocharger transfer matrix. Presented at the 7th Symposium SIA / CTTM “Automobile and Railroad Comfort – Acoustics, Vibrations & Thermal issues,” Le Mans.
- [49] Rämmal, H., Abom, M., 2007. Acoustics of turbochargers. Presented at the Noise and Vibration conference and exhibition, SAE International, St. Charles, Illinois.
- [50] REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information, 2007.
- [51] REGULATION (EU) No 540/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC, 2014.
- [52] Rousselet, B., 2014. *Caractérisation expérimentale de la matrice de transfert acoustique d’un compresseur automobile (Thèse de Doctorat)*. Université Toulouse III - Paul Sabatier, Toulouse.
- [53] Rousselet, B., 2012. A new method for measuring acoustical transfer matrixes with use of calibration. Presented at the ICSV19, Vilnius, Lithuania.
- [54] Rousselet, B., Gibiat, V., Guilain, S., Lefebvre, A., 2014. A new calibration method for measuring acoustic transfer matrixes with flow and application to an automotive compressor. *Journal of Sound and Vibration* 333, 6370–6380. doi:10.1016/j.jsv.2014.06.042

- [55] Seybert, A.F., 1988. Two-sensor methods for the measurement of sound intensity and acoustic properties in ducts. *The Journal of the Acoustical Society of America* 83, 2233. doi:10.1121/1.396352
- [56] Tiikoja, H., Rämmal, H., Abom, M., Boden, H., 2011. Sound Transmission in Automotive Turbochargers. doi:10.4271/2011-01-1525
- [57] Tijdeman, H., 1975. On the propagation of sound waves in cylindrical tubes. *Journal of Sound and Vibration* 39, 1–33. doi:10.1016/S0022-460X(75)80206-9
- [58] Torregrosa, A.J., Broatch, A., Margot, X., García-Tíscar, J., 2016. Experimental methodology for turbocompressor in-duct noise evaluation based on beamforming wave decomposition. *Journal of Sound and Vibration* 376, 60–71. doi:10.1016/j.jsv.2016.04.035
- [59] Torregrosa, A.J., Broatch, A., Navarro, R., Garcia-Tiscar, J., 2015. Acoustic characterization of automotive turbocompressors. *International Journal of Engine Research* 16, 31–37. doi:10.1177/1468087414562866
- [60] Veloso, R., Elnemr, Y., Reich, F.M., Allam, S., 2012. Simulation of Sound Transmission through Automotive Turbochargers. doi:10.4271/2012-01-1560
- [61] Site internet Radio Spare: <http://fr.rs-online.com/web/c/automatisme-et-controle-de-process/capteurs-et-transducteurs/capteurs-de-temperature-a-resistance-platine/?searchTerm=sonde%20pt%20100>
- [62] Site internet Radio Spare: [http://fr.rs-online.com/web/c/automatisme-et-controle-de-process/capteurs-et-transducteurs/thermocouples/?cm\\_mmc=FR-PPC-DS3A-\\_-google-\\_-1\\_FR\\_FR\\_G\\_Sensor\\_Accessories\\_BMM-\\_-Thermocouples-\\_-%2Bthermocouples&matchtype=b&gclid=CjwKCAjw3f3NBRBPEiwAiiHxGBW3ZMvW9qdr\\_2Eq2oICBWcgFtG\\_IC5TiR4qoUls7jj6ifkRS9yd\\_RoCnqoQAvD\\_BwE&gclsrc=aw.ds](http://fr.rs-online.com/web/c/automatisme-et-controle-de-process/capteurs-et-transducteurs/thermocouples/?cm_mmc=FR-PPC-DS3A-_-google-_-1_FR_FR_G_Sensor_Accessories_BMM-_-Thermocouples-_-%2Bthermocouples&matchtype=b&gclid=CjwKCAjw3f3NBRBPEiwAiiHxGBW3ZMvW9qdr_2Eq2oICBWcgFtG_IC5TiR4qoUls7jj6ifkRS9yd_RoCnqoQAvD_BwE&gclsrc=aw.ds)
- [63] Site internet ABB: <http://new.abb.com/products/measurement-products/flow/thermal-mass-flowmeters/sensyflow-fmt500-ig>
- [64] Site internet µepsilon: [http://www.micro-epsilon.fr/displacement-position-sensors/eddy-current-sensor/turbospeed\\_dz140/](http://www.micro-epsilon.fr/displacement-position-sensors/eddy-current-sensor/turbospeed_dz140/)
- [65] Site internet PCB Piezotronics: <http://www.pcb.com/products.aspx?m=378A12>
- [66] Site internet Kistler: [https://www.kistler.com/fr/fr/produits/composants/capteurs-de-pression/#piezoelectric\\_\\_pressure\\_\\_sensor\\_\\_p\\_e\\_250\\_bar\\_3625\\_psi\\_601\\_c\\_a\\_a](https://www.kistler.com/fr/fr/produits/composants/capteurs-de-pression/#piezoelectric__pressure__sensor__p_e_250_bar_3625_psi_601_c_a_a)



---

# **ANNEXES**

---



**A1 : Article présenté à la conférence « Automotive NVH Comfort 2016 » organisé par la SIA au Mans**



# Sound intensity measurements in turbocharger compressor ducts using multi-microphone arrays.

I. Jaimes<sup>1,2</sup>, A. Millot<sup>1</sup>, J. Charley<sup>2</sup>

1: CRITTM2A, Rue Christophe Colomb, 62700 Bruay-la-Buissière, France.

2: Arts et Métiers ParisTech, 151 Boulevard de l'Hôpital, 75013 Paris, France.

**Abstract:** In this paper experimental procedures to determine the sound intensity in automotive turbocharger compressor ducts are presented. The measurements are made according to plane wave assumptions. Two different methods were used in order to decompose the waves propagating in the ducts and then characterize the wave coming from a given acoustic source. One is the two-microphone method (TMM) based on the computation of the reflection coefficient through the auto power spectrum and cross power spectrum of the two microphones [16]. The other one is the beamforming method [4] with an array of three flush mounted microphones, based on the determination of weighting coefficients for each sensor of the array in order to obtain the pressure of the wave propagating on a desired direction of arrival. The beamforming method delivers the most accurate results. Once the methods were validated, they were used on real conditions environments: first on an engine test bench and then on a turbocharger gas stand. The acoustic power delivered by the turbocharger through the ducts at given working points was then determined. This information can be used as a starting point of acoustic engine intake devices development, or as an input of acoustic 1D simulations of engine intake lines.

**Keywords:** Turbocharger, duct acoustics, two-microphone method, beamforming

## 1. Introduction

Downsizing is nowadays a general trend in automotive engine development. It is an important technique used by OEMs to respect European emissions norms [12]. One way to achieve downsizing efficiently is turbocharging. On the same note, there are as well noise emissions norms [13] that are just as constraining as emissions norms. The combination of these two restrictions (noise and emissions) is why it appears interesting to know the turbocharger as a vibration and acoustic source in order to develop solutions (such as mufflers) to respect these noise norms.

In this paper, focus is on the characterization of the turbocharger as an acoustic source, and more precisely in the acoustic intensity delivered by the turbocharger on the engine compressor inlet and

outlet. Often, the so called turbocharger “whoosh” noise [11] is a particular issue in turbocharger noise. A considerable effort has been done at KTH’s lab CICERO on the characterization of turbocharger acoustics [7]. The measurement of acoustic intensity has two main advantages in this case: first, it is a vector quantity, which means it has a magnitude, but also a direction of propagation which helps to differentiate waves travelling upstream and downstream the air intake line. Second, when sound intensity is integrated over a surface, the acoustic power can be computed. This new quantity can be considered to be constant over the ducts (if there is no attenuation and ducts are not acoustically transparent) and then doesn’t depend on the location of the measurement, opposite to pressure measurements.

Sound intensity is defined as the product of sound pressure  $p$  and acoustic velocity  $u$ :

$$I = pu \quad [1]$$

Considering plane wave propagation in a duct (below the frequency of the first asymmetric mode in the duct), every pressure wave can be considered as the sum of one incident wave (propagating in the positive direction) and a reflected wave (propagating in the negative direction) as shown in Figure 1:

$$p = p^+ e^{j(\omega t - k^+ x)} + p^- e^{j(\omega t + k^- x)} \quad [2]$$

$\omega$ : Angular frequency (rad).

$k^+$ : Corrected wave number on the positive direction.

$k^-$ : Corrected wave number on the negative direction.

$x$ : Position over the duct (m).

The linearized Euler equation can be used to link the pressure to the acoustic velocity:

$$j\omega\rho_0 u(x, t) + \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} = 0 \quad [3]$$

$\rho_0$ : Air density (kg/m<sup>3</sup>).

Using equation [2] in equation [3] we obtain the acoustic velocity as a function of the pressure components:

$$u = \frac{1}{\rho_0 c_0} (p^+ - p^-) \quad [4]$$

$c_0$ : Mean speed of sound on air (m/s).

Finally, using Morfey’s correction in presence of air mass flow [15], we obtain an expression of acoustic intensity in the duct:

$$I = \frac{1}{\rho_0 c_0} \{|p^+|^2(1 + M^2) - |p^-|^2(1 - M^2)\} \quad [5]$$

$M$ : Mean Mach number of the mass flow.

It is now evident that to calculate the sound intensity in the duct, a sound wave decomposition has to be performed. However, as plane wave propagation is supposed, only plane wave modes should be taken into account. This limits the computation to the frequency range below the first non-plane mode: the so called cut-off frequency. This frequency, as shown by Munjal in [2] is a function of the duct diameter and is computed by:

$$f_c = \frac{1.84c_0\sqrt{1-M^2}}{\pi D} \quad [6]$$

$D$ : Duct diameter (m).

This frequency also defines the distance between the pressure sensors for the TMM, as the criterion to avoid significant errors due to sensor's positions is, according to Abom [5]:

$$0.1\pi(1 - M^2) < kd < 0.8\pi(1 - M^2) \quad [7]$$

In section 2 of this paper, two different methods to perform plane wave decomposition are presented (TMM and beamforming), as well as experimental and numerical validation of the methods. In section 3, testing is presented, first on engine test bench and then on specific turbocharger test bench. Finally, in section 4 the results are presented and in section 5 they are discussed.

## 2. Wave decomposition methods

### 2.1 The two-microphone method (TMM)

TMM is a well-known technique to decompose acoustic waves in ducts. In this paper, it is used in the same fashion that Holland and Davies and English [16], [3]. As mentioned before, this decomposition is performed on plane wave frequency range. First, the pressure at any point of the duct can be expressed as two propagating waves, one in the upstream direction and one in the downstream direction:

$$p = p^+e^{-jk^+x} + p^-e^{jk^-x} \quad [8]$$

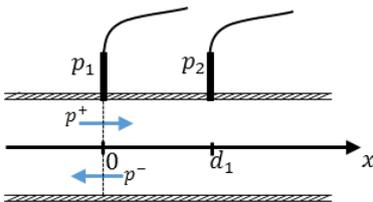


Figure 1: Sensors configuration for wave decomposition

In order to simplify notation, the frequency dependence will be implicit for the rest of the equations. As the decomposition is performed in a

duct with air mass flow, several corrections to the wave propagation have to be performed. The wave number has to be corrected by equations [9.1] in the downstream direction (the same that the mass flow) and [9.2] in the upstream direction, in order to take into account the speed of the flow and the viscothermal attenuation.

$$k^+ = \frac{k + \alpha(1-j)}{1+M} \quad [9.1]$$

$$k^- = \frac{k + \alpha(1-j)}{1-M} \quad [9.2]$$

$k$ : Wave number  $\omega/c_0$ .

Several expressions exist for computing the viscothermal attenuation coefficient  $\alpha$  [3]. A study for evaluating the impact of different expressions of  $\alpha$  on sound intensity was realized. The differences were negligible and thus the expression used on this paper is the one presented in equation [10]:

$$\alpha = \frac{\sqrt{2\nu\omega}}{Dc_0} \left(1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{Pr}}\right) \quad [10]$$

$\nu$ : Kinematic viscosity.

$\gamma$ : Ratio of specific heats

$Pr$ : Prandtl number.

By arbitrarily choosing the origin for positions at the section of the first sensor as in figure [1], we obtain:

$$p_1 = p^+ + p^- \quad [11]$$

And for the second sensor:

$$p_2 = p^+e^{-jk^+d_1} + p^-e^{jk^-d_1} \quad [12]$$

The next step is to compute the auto-power spectrum of the first sensor, and the cross-power spectrum between sensor 1 and sensor 2:

$$G_{11} = p_1 * p_1 = (p^+ + p^-) * (p^+ + p^-) \quad [13]$$

$$G_{12} = p_1 * p_2 = (p^+ + p^-) * (p^+e^{-jk^+d_1} + p^-e^{jk^-d_1}) \quad [14]$$

Then we can define the reflection coefficient  $\hat{R}$  as the quotient of the reflected wave by the incident wave.

$$R = \frac{p^-}{p^+} \quad [15]$$

Using the previously computed auto-power spectrum and cross-power spectrum, as well as the definition of the reflexion coefficient, we can compute transfer function between the two sensors as follows:

$$H_{12} = \frac{G_{12}}{G_{11}} = \frac{e^{-jk^+d_1} + R e^{jk^-d_1}}{1+R} \quad [16]$$

After rearranging equation [16], we obtain the reflexion coefficient as a function of directly measurable data:

$$R = -\left(\frac{H_{12}e^{-jk^+d_1}}{H_{12}e^{jk^-d_1}}\right) \quad [17]$$

Finally, from equations [13] and [16] the incident wave can be computed:

$$|p^+| = \frac{\sqrt{G_{11}}}{|1+R|} \quad [18]$$

And using equation [15] the reflected wave is obtained:

$$p^- = Rp^+ \quad [19]$$

Once the decomposition performed, equation [5] can be used to compute the sound intensity on the section of the first sensor. However, several error sources can affect the results of the decomposition performed with the TMM, some of them presented by Abom and Boden in [10] and [5].

## 2.2 Beamforming

Beamforming is another well-known technique of signal treatment used more commonly for acoustic source localization, for example in [9]. The name beamforming comes from the “formation of beams”, as the beamforming can be used as an emission technique rather than a reception one. The principle is to have several emitters separated by a certain distance. By emitting the same signal but with a determined phase mismatch, the energy delivered by the array can be “steered” in order to amplify the emission in a certain direction. As a receiver, the same principle is used: the signals of the sensors are multiplied by some weight factors in order to receive the energy coming from a certain direction of arrival in priority. Therefore, beamforming can be considered as spatial filtering [4]. Pinero et. al have used it on exhaust systems [6], [14] in order to compute velocity fluctuations in automotive exhaust systems. And similar to this work, Torregrosa et al. have used it in turbocharger ducts [1], [8].

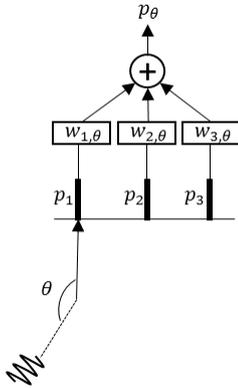


Figure 2: Beamforming principle

Equations [11] and [12] are used for the first two sensors, and equation [20] express the pressure of the third sensor:

$$p_3 = p^+ e^{-jk^+ d_2} + p^- e^{jk^- d_2} \quad [20]$$

The acoustic pressure coming from a direction of arrival  $\theta$  as shown in figure 2, is obtained by multiplying the pressures measured by each sensor by a weighting vector  $W_\theta$  and summing all the pressures. This results in the matrix product of a vector containing the weight factors and a vector containing the signals of the three sensors:

$$Y = W_\theta^H X \quad [21]$$

where  $X = [p_1 \ p_2 \ p_3]^T$  and  $W_\theta^H = [w_{1,\theta} \ w_{2,\theta} \ w_{3,\theta}]$ .

The difficulty of beamforming is then to define the weighting vectors to use. Several methods exist for calculating the weight factors, some of them taking into account the statistical nature of signals [4]. In this paper the so called Delay and Sum (DS) beamformer was used because of its simplicity and accurate results as presented on section 2.3. The objective of this beamformer is to minimize the difference between the measured result and the desired result. Two desired response vectors are defined by equation [22.1] for the wave propagating in the same direction as the mass flow and [22.2] for the one propagating in the opposite direction;

$$r_{\theta_1} = [1 \ 0]^T \quad [22.1]$$

$$r_{\theta_2} = [0 \ 1]^T \quad [22.2]$$

Then we can compute the steering vectors, which contain the theoretical phase mismatch between the sensors when the reference for phases is sensor 1:

$$a_{\theta_1} = [1 \ e^{-j\text{Sin}(\theta_1)k^+ d_1} \ e^{-j\text{Sin}(\theta_1)k^+ d_2}]^T \quad [23.1]$$

$$a_{\theta_2} = [1 \ e^{-j\text{Sin}(\theta_2)k^- d_1} \ e^{-j\text{Sin}(\theta_2)k^- d_2}]^T \quad [23.2]$$

These vectors are then put together in the steering matrix  $A$ :

$$A = [a_{\theta_1} \ a_{\theta_2}] \quad [24]$$

Finally, the Moore-Penrose pseudo inverse of  $A^H$  is computed, where  $^H$  denotes the Hermitian transpose. The result of the matrix multiplication of the computed pseudo inverse by the desired response vectors are the weight vectors for each direction:

$$W_{\theta_1} = A^{+H} r_{\theta_1} \quad [25.1]$$

$$W_{\theta_2} = A^{+H} r_{\theta_2} \quad [25.2]$$

## 2.3 Decomposition methods validation

In order to validate the use of both plane wave decomposition methods in ducts, experiments and simulations were conducted. In both cases, the computed sound intensity was compared to a reference intensity. The correlation to this reference was used as a parameter to compare the TMM and the beamforming performances.

### Numerical validation:

The beamforming and TMM algorithms were applied to simulated data of a silencer of simple geometry shown in figure 3. The dimensions of the ducts give a cut off frequency at  $f_{c,e} = 4017 \text{ Hz}$ . The idea behind this simulations was to verify the capabilities of the decomposition methods without experimental biases.

The used software (VAOne) uses FEM for solving pressure at all the nodes of the mesh and acoustic speed at all the elements of the simulated air volume. A solid steel 1cm thick plate was coupled at the source end of the silencer (represented by a big arrow on figure 3). Harmonic excitations from 10 Hz to 5 kHz were used. The intensity sensor (Inside the pipe on figure 3) estimates intensity between two nodes and is positioned at the same axial position than the first

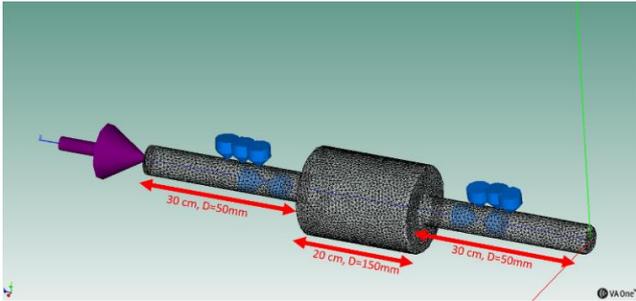
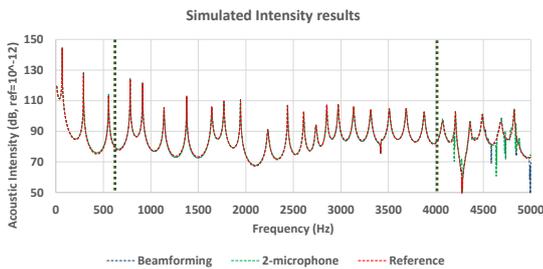
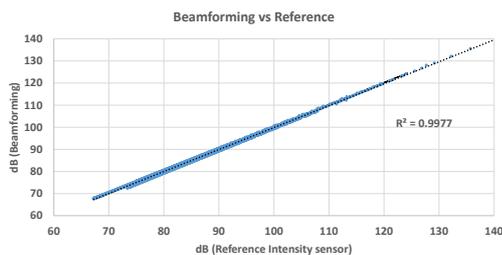


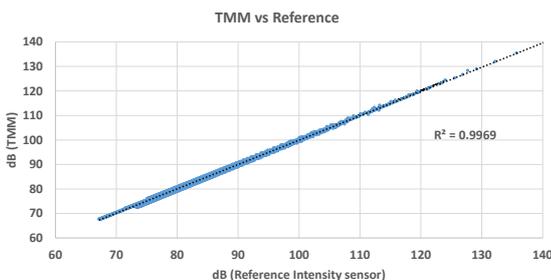
Figure 3: General view of the simulated air domain and location of the pressure and intensity sensors (60775 nodes, 8 elements per wavelength at maximum frequency).



(4a)



(4b)



(4c)

Figure 4: Numerical results

pressure sensor. The pressure sensors are flush mounted on the air domain, whose walls are considered as fully rigid. This implies that none correction needs to be done due to viscothermal attenuation. Using the TMM and beamforming the sound intensity was calculated at the termination side of the silencer.

The resulting acoustic intensities are shown in figure 4a (Dotted vertical lines represent the TMM frequency limits). It can be seen that all three methods give close results. Plotting the TMM result and the beamforming result against the reference respecting the TMM frequency band (Figures 4b and 4c) show that the beamforming present a slightly better correlation to the reference.

Experimental validation:

In the same fashion of the numerical validation, an experimental validation was performed. Three pressure sensors were mounted over a duct ( $D = 50 \text{ mm}$ ) with an acoustic source at one end and an anechoic termination at the other end. The reference intensity measurement was performed with a Microflow sensor [17], [18] which can measure directly acoustic velocity and pressure at one point, thus allowing the estimation of sound Intensity directly. Again the frequency band was up to 5kHz with white noise excitation.

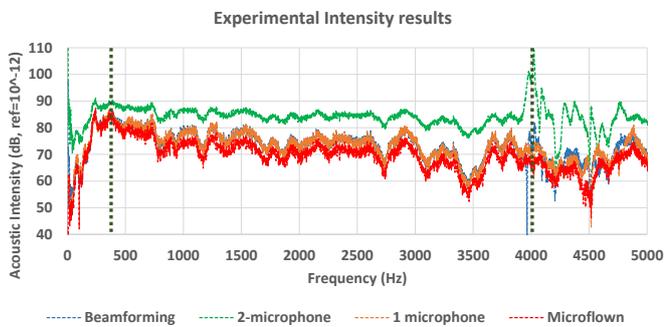
As the back end of the system was equipped with an anechoic termination, the total sound intensity can also be computed with only one sensor. This is possible if we consider in equation [2] that  $p^- = 0$ . The plotted result is very close to the beamforming and the Microflow intensities as shown in figure 6a. (Dotted vertical lines represent the TMM frequency limits). Figures 6b and 6c show the correlation between the computed intensities and the reference. In this case it is clear that the TMM over estimates the intensity on practically all the frequency band. As this was not the case in the numerical validation, we can presume that the errors are mainly of experimental causes. This experimental sources of error were well studied by Abom and Boden in [5] and [10]. Perhaps the most serious disadvantage of the TMM method is that it delivers over estimated results in frequencies where the distance between the sensors is close to a multiple of half of the corresponding wavelength. So even when the distance between the sensors is chosen in order to have a correspondent over estimation above the cut off frequency, the results are still over estimated.

It is apparent from this result that the beamforming technique is more suited to deliver accurate results for the measurement of acoustic intensity in ducts

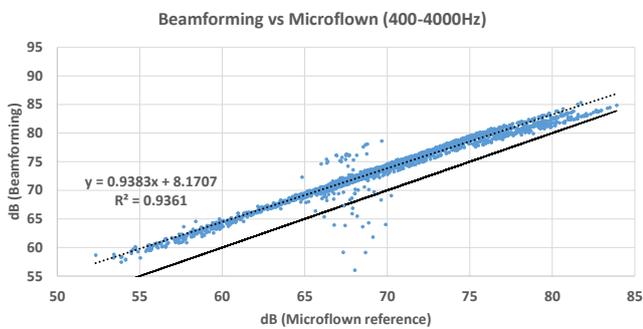
and thus this technique was chosen for the testing on turbochargers.



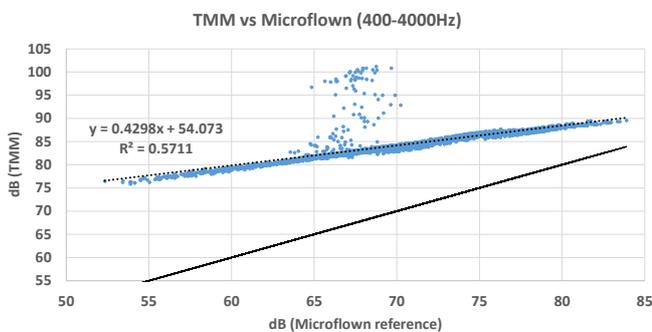
Figure 5: Left: 3 pressure sensors (vertical) and the Microflow sensor (horizontal). Right: global view of the experimental rig.



(6a)



(6b)



(6c)

Figure 6: Experimental result

### 3. Testing

Once the decomposition methods were validated, sound intensity measurements were performed on an engine bench and on a turbocharger gas stand. However, due to test bench unavailability, the beamforming couldn't be tested on the engine bench.

The numbers on pictures 7 and 8 correspond to: 1: compressor inlet; 2: compressor outlet; 3: turbine inlet and 4: turbine outlet. The pressure sensors are pointed at by small triangles. The turbocharger used for the tests was the same model in both engine bench and gas stand.

#### 3.1 Engine bench testing

The corresponding turbocharger used for the tests is mounted on a petrol, 1.1 litre, 4 in line cylinder, 16 valves engine.

The engine tests were conducted in two different phases. Run up full load ramps and stabilized points. The ramps were 100 seconds from 1000 rpm to 6000 rpm. The temperatures and pressures in all 4 branches were measured, as well as compressor mass flow in order to be able to plot the full load ramps over the compressor map of the turbocharger. The distance chosen between the sensors was 35 mm.

Looking at pictures 7 and 8, the expert eye on plane wave decomposition might point out something. Typically, to ensure the fact that plane waves are propagating, it is advised that the distance between the source and the decomposition zone should be at least several diameters of length (between 4 and 10 diameters). This wasn't the case in this paper. The reason for this is that compact measurement tubes were necessary to be mounted on a working engine. In order to obtain comparable results, the same lengths were used during turbocharger and engine testing.

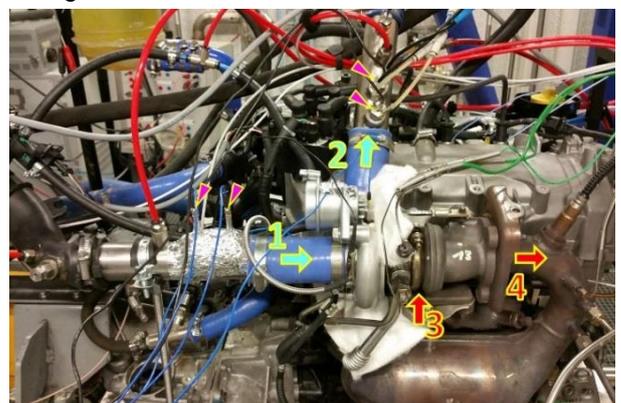


Figure 7: Engine bench test rig.

### 3.2 Turbocharger gas stand testing

As for the engine tests, turbocharger gas stand tests were performed in two steps. First, a full compressor map was performed and acoustic power was computed at each working point. And then the full load behaviour of the turbocharger was reproduced by the gas stand. It was then necessary to identify the working points of the turbocharger during the engine ramps. To do so, the total-to-total compression ratio had to be computed, as well as the corrected mass flow. An important point is that mass flow had to be corrected according to temperature, but not corrected according to rotational speed. This is because acoustic phenomena are directly related to rotational speed and the frequencies correspond to the real measured rotational speed.

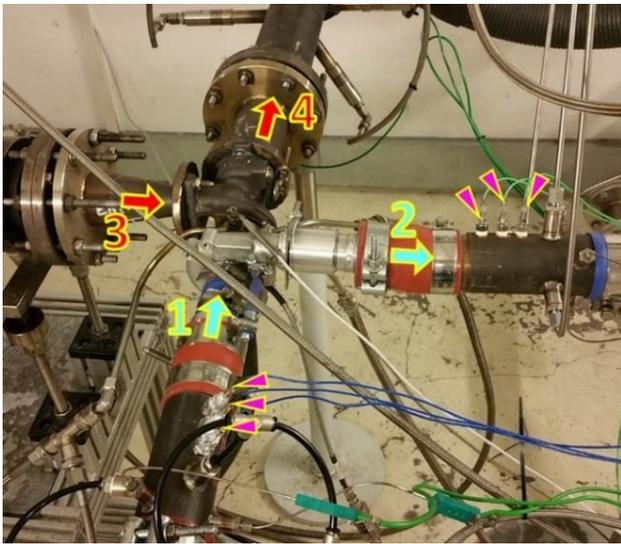


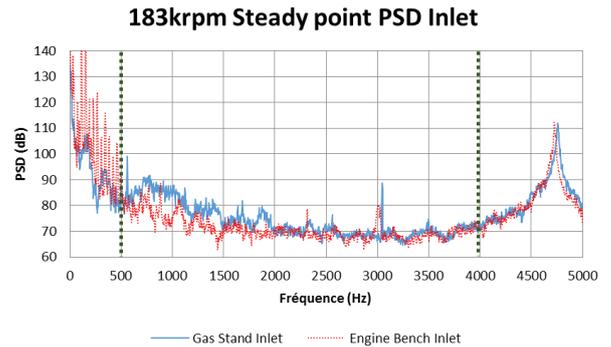
Figure 8: Turbocharger gas stand test rig.

## 4. Results

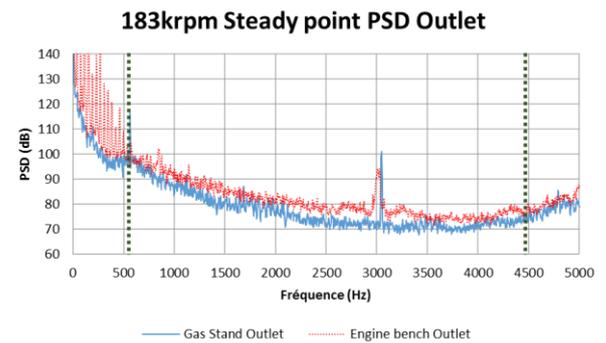
### 4.1 Engine bench results

As mentioned before, the engine results only present the TMM results due to logistical problems. Figure 9 shows the Power Spectral Density in dB as a function of frequency. The dotted vertical lines correspond to the frequency limits (500 Hz and 4000 Hz) for TMM application as defined by equation [7] criterion. The main peaks around 3 kHz correspond to the rotational speed of the turbocharger. The blue solid line shows the results for the steady point at the turbocharger gas stand. The red dotted line is the engine bench result. Even though both curves are at the same steady point, cut off frequencies are different. This is because the air temperature at the outlet is higher than at the inlet. The corresponding speeds of sound and Mach numbers are different and both quantities are important parameters when

computing the cut-off frequency as shown in equation [6]. This is why in figure 9b the cut-off frequency is further. It can be seen that the outlet level is higher than the inlet one which is normal due to compression. Another interesting result is at low frequencies, where peaks just below 500 Hz appear for the engine results, but are not there for the gas stand results. So even if absolute levels and trends are similar, the frequency contents are not the same. Finally, the full load of the engine can be seen in figure 11 (solid red line).



(9a)

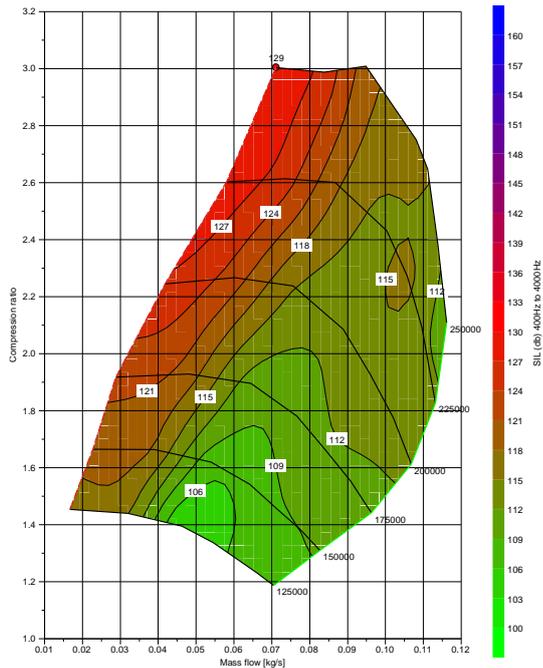


(9b)

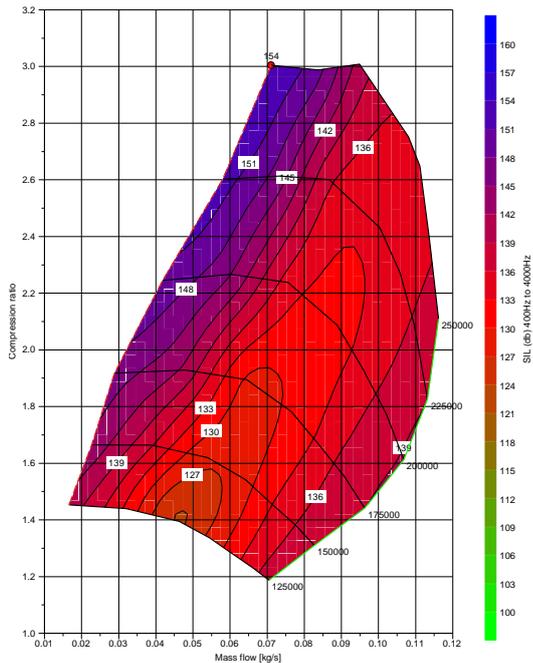
Figure 9: Steady point results: turbocharger gas stand vs engine bench

### 4.2 Turbocharger gas stand results

In figure 9 as well, the steady points can be compared to the engine steady points as mentioned before. As for the compressor maps, figure 10 shows the global sum level of sound Intensity between 400Hz and 4000Hz over each working point and extrapolation between points is done. First it can be noted that the inlet maximum level is almost the same than the outlet minimum level. Globally, the higher is the rotational speed, the higher is the intensity level. Also, in both maps the closer the working point gets to the surge line, the higher is the intensity level. Globally, the higher the rotational speed, the higher the intensity level. The presented maps correspond to a configuration where anechoic terminations were mounted at each end of the compressor branches, but several configurations were tested. Particularly the



(10a) Inlet



(10b) Outlet

Figure 10: Turbocharger Intensity Maps.

points close to the surge line. The analysis of this measurements is still to be done in order to better understand the noise generation close to the surge line.

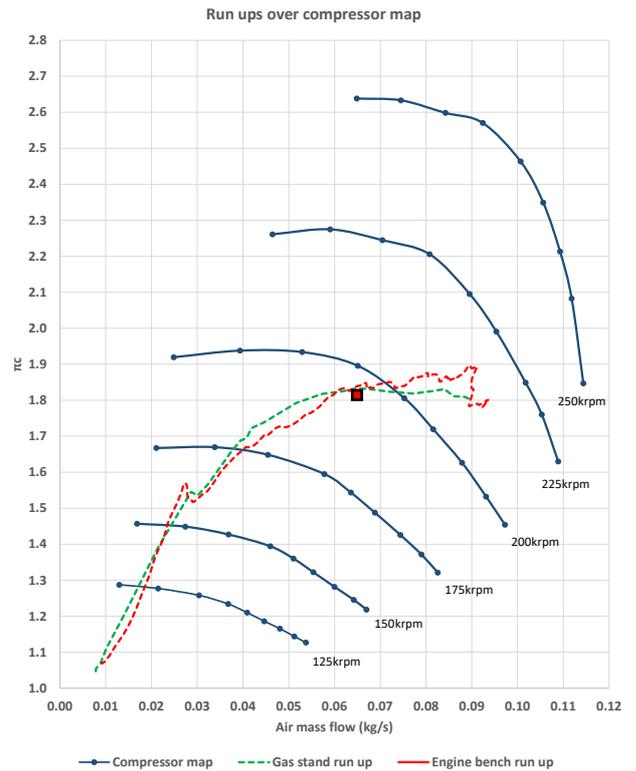


Figure 11: Full load ramps over compressor map

## 5. Conclusions

TMM and beamforming are both powerful techniques for plane wave decomposition in theory. This was proved by simulations under a perfect environment. However, when comparing test results, the beamforming shows better correlation to our reference intensity. On another hand, the beamforming result seems to avoid the over estimation problems of TMM when frequency corresponds to a multiple of half the wavelength. Engine bench and gas stand tests were performed successfully. The curves of Intensity Spectral Density on engine steady points were computed. The real turbocharger behaviour during a full load ramp was successfully reproduced on the gas stand and sound intensity results proved to be representative. Global acoustic Intensity compressor maps were performed and results are satisfying. The beamforming technique has still to be performed on the engine bench. Another work direction is the use of plane wave decomposition for computing transfer or scattering matrices of turbochargers, but also acoustic devices under mass flow and temperature representative of an engine.

## 6. Acknowledgement

The authors acknowledge the contribution of the CRITTM2A tech team (L. Garret., J. Boitel, J. Stieger, R. Filipiak, V. Solaz, Q. Letrou, C. Naili, C.

Hureau, P. Le Chapelain) to this paper, as well as T. Delacour from ISAT Nevers for his support.

## 7. References

- [1] A.J. Torregrosa, A. Broatch, R. Navarro, et J. Garcia Tiscar, « Acoustic Characterization of Automotive Turbochargers », présenté à THIESEL 2014 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines, CMT-Motores Térmicos. Universitat Politècnica de València., 2014.
- [2] M. L. Munjal, *Acoustics of ducts and mufflers: with application to exhaust and ventilation system design*. New York: Wiley, 1987.
- [3] Emmet J. English, « A measurement based study of the acoustics of pipe systems with flow », PhD Thesis, University of Southampton, 2010.
- [4] Barry D. Van Veen and Kevin M. Buckley, « Beamforming: A versatile approach to spatial filtering », *IEEE ASSP Magazine*, p. 4-24, avr. 1988.
- [5] M. Abom, « Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow », *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 83, no 6, p. 2429, 1988.
- [6] G. Pinero, L. Vergara, J. M. Desantes, et A. Broatch, « Estimation of velocity fluctuation in internal combustion engine exhaust systems through beamforming techniques », *Measurement science and technology*, vol. 11, no 11, p. 1585-1595, 2000.
- [7] Hans Rämmal and Mats Åbom, « Experimental Determination of Sound Transmission in Turbo-Compressors », *SAE International*, 2009.
- [8] A. J. Torregrosa, A. Broatch, X. Margot, et J. García-Tiscar, « Experimental methodology for turbocompressor in-duct noise evaluation based on beamforming wave decomposition », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 376, p. 60-71, août 2016.
- [9] Huibin Li, Mengxi Ning, Lei Hou, and Tianqi Zhou, « Experimental Study on the Noise Identification of the turbocharger », *Advances in Computer, Communication, Control and Automation*, vol. 121, p. 1-7, 2011.
- [10] H. Bodén, « Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts », *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 79, no 2, p. 541, 1986.
- [11] Charlie Teng and Steve Homco, « Investigation of Compressor Whoosh Noise in Automotive Turbochargers », *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, vol. 2, no 1, p. 1345-1351, 2009.
- [12] REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information. 2007.
- [13] REGULATION (EU) No 540/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC. 2014.
- [14] G. Pinero et L. Vergara, « Separation of forward and backward acoustic waves in a car exhaust by array processing », in *ICASSP-95*, Detroit, MI, 1995, vol. 3, p. 1920-1923.
- [15] C. L. Morfey, « Sound transmission and generation in ducts with flow », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 14, no 1, p. 37-55. 1971.
- [16] K. R. Holland et P. O. A. L. Davies, « The measurement of sound power flux in flow ducts », *Journal of Sound and Vibration*, vol. 230, no 4, p. 915-932, 2000.
- [17] Finn Jacobsen and Hans-Elias de Bree, « A comparison of two different sound intensity measurement principles », *The Journal of the Acoustic Society of America*, vol. 118, no 3, p. 1510-1517, 2005.
- [18] Finn Jacobsen and Hans-Elias de Bree, « Intensity-based sound power determination under adverse sound field conditions: P-P probes versus P-U probes », presented at Twelfth International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, 2005.

## 8. Glossary

- OEM*: Original Equipment Manufacturer  
*TMM*: Two Microphone Method  
*DS*: Delay and Sum (beamforming)  
*FEM*: Finite Elements Method  
*PSD*: Power Spectral Density

**A2 : Article présenté au « Congrès Français de Mécanique, Lille 2017 »**



# Acoustic characterization of the compressor stage of an automotive turbocharger

I. JAIMES<sup>a,b</sup>, A. MILLOT<sup>b</sup>, J. CHARLEY<sup>a</sup>

a. Laboratoire de mécanique de Lille (LML) – CNRS : UMR8107, Arts et Métiers ParisTech-  
Bâtiment M6, Bvd. Paul Langevin 59655 VILLENEUVE D’ASCQ CEDEX, France. Emails :  
jacques.charley@ensam.eu, isaac.jaimes@ensam.eu

b. CRITTM2A SAS - Rue Christophe Colomb - Parc de la Porte Nord 62700 BRUAY LA  
BUISSIERE, France. Email : amillot@crittm2a.com, ijaimes@crittm2a.com

...

## Abstract:

*Turbochargers are a key component of internal combustion engines in the automotive industry. They contribute to the downsizing trend and allow constructors to respect more and more severe emissions norms. However, the turbocharger behaves as an acoustic source in the air intake system, and has an influence in the acoustic waves travelling in it. The passive and active acoustic characteristics of the turbocharger can be used as a starting point for the design and development of acoustic devices in the air intake system, or as an input of acoustic 1D simulations of engine intake lines. In this paper both the active and passive acoustic behaviours of a compressor stage of two different automotive turbochargers were studied. The active acoustic effect of the compressor was studied by its characterization as an acoustic source. This is performed experimentally by the computation of the acoustic intensity at the inlet and outlet of the compressor. This intensity was obtained by performing plane wave decomposition with the beamforming method over all the working points of the compressor map. In this way the acoustic power delivered by the compressor on the air intake system is measured. The passive acoustic effect is studied by the measurement of the acoustic Transmission Loss (TL) of the compressor through the calculation of its scattering matrix under two port considerations. Using also the beamforming method to decompose the incident and reflected waves at the inlet and outlet of the compressor, the transmission coefficients in both upwards and downwards directions are computed. Experimentally the TL of a static turbocharger was measured and results were extrapolated by a model to obtain the TL of the compressor over different working points of the compressor map. Numerically, 3D acoustic simulations were performed in order to compare to the model results. Numerical and experimental results were compared, and a predictive model for TL is proposed. This model will be compared in the future to real TL measurements on a working turbocharger.*

**Key words: Turbocharger, in-duct acoustics, beamforming, transmission loss**

# 1 Introduction

Downsizing is a common trend in automotive engine development. It is an important technique used by OEMs to respect European and international emissions norms [21]. One way to achieve downsizing efficiently is turbocharging. On the same note, there are as well noise emissions norms [22] that are just as constraining as emissions norms. The combination of these two restrictions (noise and emissions) is why it appears interesting to characterize the turbocharger as an acoustic source in order to develop solutions (such as mufflers) to respect these noise norms. In this paper, focus is on the acoustic characterization of the compressor stage of a turbocharger. First as an acoustic source, and more precisely in the measurement of the acoustic intensity delivered by the turbocharger on the engine compressor inlet and outlet. Secondly, the influence of the turbocharger on an acoustic wave that travels through it, which can be determined by the expression of acoustic characteristic matrices. The most recent research in this topic has been done at KTH's lab CICERO on the characterization of turbocharger acoustics [8-11]. The measurement of acoustic intensity has two main advantages in this case: first, it is a vector quantity, which means it has a magnitude, but also a direction of propagation which helps to differentiate waves travelling upstream and downstream the air intake line. Second, when sound intensity is integrated over a surface, the acoustic power can be obtained. This new quantity can be considered to be constant over the ducts (by neglecting attenuation and considering ducts as not acoustically transparent) and then doesn't depend on the location of the measurement, opposite to pressure measurements.

## 2 Acoustic characterization methods

### 2.1 The use of beamforming for plane wave decomposition

To compute the acoustic intensity at the inlet and outlet of the compressor a plane wave decomposition methodology is necessary. One technique for performing this is the well established Two Microphone Method (TMM) [7, 13]. However, recent research [2, 3, 12, 20] has shown that the beamforming technique applied in this context can deliver promising results, mostly because it's less sensitive to turbulent airflow noise. Beamforming is used more commonly for acoustic source localization [6] by sweeping several directions of arrival and identifying the maximum amplitude at a given direction which corresponds to the location of the acoustic source. In this application, instead of sweeping several directions of arrival, the microphone array is steered to acquire the pressure of a known source and then quantify it. The name beamforming comes from the "formation of beams", meaning that the sensitivity of an array of sensors can be steered in a specific direction thus forming a beam in that direction. The principle of the technique is to have several sensors separated by a certain known distance. The signals of the sensors are multiplied by some weight factors in order to receive the energy coming from a certain direction of arrival in priority. Therefore, beamforming can be considered as spatial filtering [4]. Pinero et. al have used it on exhaust systems [18, 19] to obtain velocity fluctuations in automotive exhaust systems.

The beamforming method consists in multiplying the pressure measured by each sensor of the array by a weighting factor and adding the results to acquire the pressure of a wave arriving from a known direction of arrival (DoA). The expression of the output of a beamformer with N sensors in the time domain can be expressed by equation (2.1.1).  $p_\theta(t)$  is the pressure of a wave arriving from direction  $\theta$  as shown in Figure 1.  $p_n(t)$  is the pressure of each of the n sensors of the array, and  $w_{n,\theta}^*$  are the determined weighting factors for each sensor. The main difficulty of beamforming is then to determine the right weighting factors.

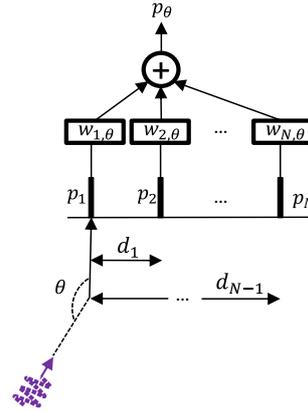


Fig. 1: Beamforming principle

$$p_\theta(t) = \sum_{n=1}^N w_{n,\theta}^* p_n(t) \quad (2.1.1)$$

In this study, the beamformer is limited to three sensors in order to have a compact array of microphones that can potentially be mounted in a working automotive engine. Let us first apply the measurement technique to a monochromatic wave of frequency  $f$  propagating in a duct.

$$s(t) = s_0(t)e^{j\omega t} = s_0(t)e^{j2\pi f t} \quad (2.1.2)$$

The study is limited to the plane wave frequency range so the pressure at each of the three sensors can be expressed as a delay of a source plane wave propagating following the direction of the duct:

$$\begin{aligned} p_n(t) &= s_0(t - \tau_n) e^{j\omega(t - \tau_n, \theta)} \\ &= s_0(t) e^{j\omega(t - \tau_n, \theta)} \\ &= s(t) e^{-j\omega\tau_n, \theta} \end{aligned} \quad (2.1.3)$$

By arbitrarily choosing the first sensor as the origin of phases,  $\tau_{n,\theta}$  is the time delay that takes the signal arriving from the direction  $\theta$  to arrive at sensor  $n$  as shown in Figure 2, so for each one of the three sensors:

$$\tau_{1,\theta} = 0, \quad \tau_{2,\theta} = \frac{d_1 \sin(\theta)}{c_0(1+M)}, \quad \tau_{3,\theta} = \frac{d_2 \sin(\theta)}{c_0(1+M)} \quad (2.1.4)$$

$c_0$ : speed of sound (m/s).

$M$ : main Mach number of the air flow.

By using equations (2.1.4) in equation (2.1.3), the pressures at the three sensors are then written as:

$$\begin{aligned} p_1(t) &= s(t) \\ p_2(t) &= s(t) e^{-j\omega\tau_{2,\theta}} \\ p_3(t) &= s(t) e^{-j\omega\tau_{3,\theta}} \end{aligned} \quad (2.1.5)$$

In order to use matrix notation for the sake of simplicity, a vector  $\mathbf{x}(t)$  containing the pressures of the three sensors is created, as well as a vector  $\mathbf{a}(\theta)$  (called the steering vector) containing the exponential terms of the time delays as shown in equation (2.1.6):

$$\mathbf{x}(t) = \begin{bmatrix} p_1(t) \\ p_2(t) \\ p_3(t) \end{bmatrix} = s(t) \begin{bmatrix} 1 \\ e^{-j\omega\tau_{2,\theta}} \\ e^{-j\omega\tau_{3,\theta}} \end{bmatrix} = s(t)\mathbf{a}(\theta) \quad (2.1.6)$$

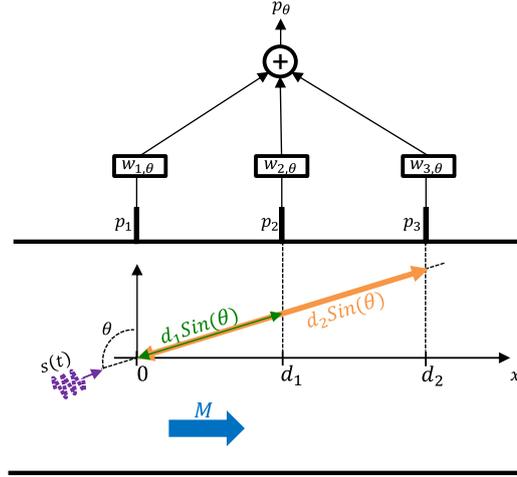


Fig 2: Three sensor beamformer

As we assume plane wave propagation in the duct following the axis of the duct, waves arriving at the sensor array can only have two different directions of arrival:  $\theta \in \{+90^\circ, -90^\circ\}$ . The two corresponding steering vectors are thus:

$$\mathbf{a}(90) = \begin{bmatrix} 1 \\ e^{-j\omega \frac{d_1}{c_0(1+M)}} \\ e^{-j\omega \frac{d_2}{c_0(1+M)}} \end{bmatrix}, \mathbf{a}(-90) = \begin{bmatrix} 1 \\ e^{j\omega \frac{d_1}{c_0(1-M)}} \\ e^{j\omega \frac{d_2}{c_0(1-M)}} \end{bmatrix} \quad (2.1.7)$$

Both vectors are used to create the so called steering matrix  $\mathbf{A}$ :

$$\mathbf{A} = [\mathbf{a}(90) \quad \mathbf{a}(-90)] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ e^{-j\omega \frac{d_1}{c_0(1+M)}} & e^{j\omega \frac{d_1}{c_0(1-M)}} \\ e^{-j\omega \frac{d_2}{c_0(1+M)}} & e^{j\omega \frac{d_2}{c_0(1-M)}} \end{bmatrix} \quad (2.1.8)$$

A vector  $\mathbf{s}(t)$  containing both arriving pressure waves is expressed as:

$$\mathbf{s}(t) = \begin{bmatrix} s_{+90}(t) \\ s_{-90}(t) \end{bmatrix} \quad (2.1.9)$$

So the pressures vector can now be written as a function of the steering vector and the pressures arriving from both directions:

$$\mathbf{x}(t) = \mathbf{A}\mathbf{s}(t) \quad (2.1.10)$$

Finally, the beamformer output is defined as:

$$p_\theta(t) = \mathbf{w}_\theta^H \mathbf{x}(t) \quad (2.1.11)$$

Which is the matrix form of equation (2.1), with the weighting vector:

$$\mathbf{w}_\theta = \begin{bmatrix} w_{1,\theta} \\ w_{2,\theta} \\ w_{3,\theta} \end{bmatrix} \quad (2.1.12)$$

The precedent equations can be redefined in the frequency domain through Fourier transform and by using the corrected wave numbers  $k^+$  and  $k^-$ :

$$\mathbf{A} = [\mathbf{a}(90) \quad \mathbf{a}(-90)] = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ e^{-jk^+d_1} & e^{jk^-d_1} \\ e^{-jk^+d_2} & e^{jk^-d_2} \end{bmatrix} \quad (2.1.13)$$

With the corrected wave numbers defined as:

$$k^+ = \frac{k+\alpha(1-j)}{1+M}, \quad k^- = \frac{k+\alpha(1-j)}{1-M} \quad (2.1.14)$$

Several expressions exist for computing the viscothermal attenuation coefficient  $\alpha$  [7]. A study for evaluating the impact of different expressions of  $\alpha$  on sound intensity was realized. The differences were negligible and thus the expression used on this paper is the one presented in the following equation:

$$\alpha = \frac{\sqrt{2\nu\omega}}{Dc_0} \left( 1 + \frac{\gamma-1}{\sqrt{Pr}} \right) \quad (2.1.15)$$

$\nu$ : Kinematic viscosity ( $\text{m}^2/\text{s}$ ).

$\gamma$ : Ratio of specific heats

$Pr$ : Prandtl number

Through Fourier transform equation (2.1.6) becomes:

$$\mathbf{X}(f) = \mathbf{A}(f)\mathbf{S}(f) \quad (2.1.16)$$

And finally, equation (2.1.1) becomes:

$$\mathbf{P}_\theta(f) = \mathbf{W}_\theta^H \mathbf{X}(f) \quad (2.1.17)$$

Different strategies exist for the calculation of the weighting factors of the beamformer. In this paper, the Delay and Sum (DS) beamformer [4] is used as it is relatively easy to compute and no statistic assumptions concerning the data sets are needed. Its goal is to minimize the difference between the array actual response and a desired response. The minimization problem is expressed as:

$$\min_w \{ |\mathbf{A}^H \mathbf{W}_{DS} - \mathbf{r}_d|^2 \} \quad (2.1.18)$$

And the optimum solution is:

$$\mathbf{W}_{DS} = \mathbf{A}^{+H} \mathbf{r}_d \quad (2.1.19)$$

Where  $\mathbf{A}^{+H} = (\mathbf{A}\mathbf{A}^H)^{-1}\mathbf{A}$  is the pseudo inverse of  $\mathbf{A}^H$  and  $\mathbf{r}_d$  is the matrix containing the desired responses for each direction, forcing amplitude of 1 for the desired direction and nil response for the one:

$$\mathbf{r}_d = [r_{df} \quad r_{db}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.1.20)$$

Once the weighting factors are determined, the output of the beamformer in the desired direction can be calculated thanks to equation (2.1.17).

## 2.2 Active acoustic characterization

Sound intensity is defined as the product of sound pressure  $p$  and acoustic velocity  $\mathbf{u}$ :

$$\mathbf{I} = p\mathbf{u} \quad (2.2.1)$$

Considering plane wave propagation in a duct (below the frequency of the first asymmetric mode in the duct), every pressure wave can be considered as the sum of one incident wave (propagating in the positive direction) and a reflected wave (propagating in the negative direction):

$$p(t, x) = p^+ e^{j(\omega t - k^+ x)} + p^- e^{j(\omega t + k^- x)} \quad (2.2.2)$$

$\omega$ : Angular frequency (rad).

$k^+$ : Corrected wave number on the positive direction.

$k^-$ : Corrected wave number on the negative direction.

$x$ : Position over the duct (m).

The linearized Euler equation can be used to link the pressure to the acoustic velocity:

$$j\omega\rho_0 u(x, t) + \frac{\partial p(x, t)}{\partial x} = 0 \quad (2.2.3)$$

$\rho_0$ : Air density ( $\text{kg}/\text{m}^3$ ).

Using equation (2.2.3) in equation (2.2.2) we obtain the acoustic velocity as a function of the pressure components:

$$u = \frac{1}{\rho_0 c_0} (p^+ - p^-) \quad (2.2.4)$$

Finally, using Morfey's correction in presence of air mass flow [16], we obtain an expression of acoustic intensity in the duct:

$$I = \frac{1}{\rho_0 c_0} (|p^+|^2 (1 + M^2) - |p^-|^2 (1 - M^2)) \quad (2.2.5)$$

It is now evident why a plane wave decomposition has to be performed for the calculation of the sound intensity in the duct. However, as plane wave propagation is supposed, only plane wave modes should be taken into account. This limits the computation to the frequency range below the first non-plane mode: the so called cut-off frequency. This frequency, as shown by Munjal in [17] is a function of the duct diameter, the speed of sound and the mean air flow velocity and is computed by:

$$f_c = \frac{1.84 c_0 \sqrt{1 - M^2}}{\pi D} \quad (2.2.6)$$

$D$ : Duct diameter (m).

This frequency also defines the distance between the pressure sensors for the TMM, as the criterion to avoid significant errors due to sensor's positions is, according to Abom [1,5]:

$$0.1\pi(1 - M^2) < kd < 0.8\pi(1 - M^2) \quad (2.2.7)$$

This criterion being over restrictive for beamforming, it has been shown [18,19] that by respecting it, errors due to sensor position can be minimized.

## 2.3 Passive acoustic characterization: Transmission Loss (TL)

The turbocharger compressor, within the air intake system of the vehicle can be considered as an acoustic two port. Its passive acoustic characteristics can then be synthesized by the use of three characteristic matrices: the mobility matrix (or impedance matrix) [15], the transfer matrix [17], and the scattering matrix [14], expressed respectively as:

$$\begin{pmatrix} P_i \\ P_o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} Z_{ii} & Z_{io} \\ Z_{oi} & Z_{oo} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} Q_i \\ Q_o \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} P_o \\ Q_o \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_1 & H_2 \\ H_3 & H_4 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i \\ Q_i \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} P_i^- \\ P_o^- \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_{11} & S_{12} \\ S_{21} & S_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_i^+ \\ P_o^+ \end{pmatrix} \quad (2.3.1)$$

The choice of the formalism to use depends on the kind of application that is to be used. Transfer matrices are more adapted to be used when acoustic devices are arranged in a series, obtaining the global transfer matrix as the product of the transfer matrices of each element of the system. Impedance matrix is more adapted to parallel arrangements. In our case, the objective is to compute the Transmission Loss as it constitutes a representative quantity of attenuation performance of an acoustic device. The most adapted formalism for Transmission Loss computation is the scattering matrix formalism, as it can deliver directly transmission coefficients by the terms  $S_{12}$  in the downwards direction and  $S_{21}$  in the upwards direction. Equation (2.32) illustrates this.

$$TL_S = 10 \log \left( \frac{(1+M_i)^2 S_i \rho_0 c_0}{(1+M_o)^2 S_o \rho_i c_i |S_{21}|^2} \right) \quad (2.3.2)$$

In order to find the four coefficients of the scattering matrix, a two source method can be used, which means that two different excitation cases are needed to have 4 equations and be able to find the 4 terms of the matrix. Beamforming plane wave decomposition is performed as shown in Section 2.1 and after solving the system, the four coefficients of the scattering matrix are expressed by equation (2.3.3).

$$\begin{aligned}
S_{11} &= \left( \frac{P_{i_1}^- P_{o_2}^- - P_{i_2}^- P_{o_1}^-}{P_{i_1}^+ P_{o_2}^- - P_{i_2}^+ P_{o_1}^-} \right), & S_{12} &= \left( \frac{P_{i_1}^+ P_{i_2}^- - P_{i_1}^- P_{i_2}^+}{P_{i_1}^+ P_{o_2}^- - P_{i_2}^+ P_{o_1}^-} \right), \\
S_{21} &= \left( \frac{P_{o_2}^- P_{o_1}^+ - P_{o_1}^- P_{o_2}^+}{P_{i_1}^+ P_{o_2}^- - P_{i_2}^+ P_{o_1}^-} \right), & S_{22} &= \left( \frac{P_{o_2}^+ P_{i_1}^+ - P_{i_2}^+ P_{o_1}^+}{P_{i_1}^+ P_{o_2}^- - P_{i_2}^+ P_{o_1}^-} \right)
\end{aligned} \tag{2.3.3}$$

Where sub-indexes  $i$  and  $o$  mean inlet and outlet, and 1 and 2 refer to each one of the two source cases. Even if the scattering matrix is used in this paper, the same kind of expressions can be derived for the transfer matrix and the mobility matrix for the calculation of Transmission Loss. These expressions are however, more complicated as seen in equations (2.3.4) and (2.3.5). It can be mentioned as well that once one of the three matrices is computed, the two others can be obtained by linear transformations.

$$TL_H = 10 \log \left( \frac{1}{4} \frac{S_i \rho_o c_o (1+M_i)^2}{S_o \rho_i c_i (1+M_o)^2} \left| H_1 + H_2 \frac{S_o}{\rho_o c_o} + H_3 \frac{\rho_i c_i}{S_i} + \frac{S_o \rho_i c_i}{S_i \rho_o c_o} H_4 \right|^2 \right) \tag{2.3.4}$$

$$TL_Z = 10 \log \left( \frac{1}{4} \frac{S_i \rho_o c_o (1+M_i)^2}{S_o \rho_i c_i (1+M_o)^2} \left| \frac{Z_{oo} S_o \rho_i c_i}{Z_{oi} S_i \rho_o c_o} - \frac{\rho_i c_i}{Z_{oi} S_i} - \frac{Z_{io} S_o \rho_i c_i}{\rho_o c_o (\rho_i c_i + Z_{ii} S_i)} \right|^2 \left| \frac{Z_{ii} S_i + \rho_i c_i}{\rho_i c_i} \right|^2 \right) \tag{2.3.5}$$

### 3 Experimentations

#### 3.1 Active acoustic characterization

In order to characterize the compressor as an acoustic source, sound intensity measurements were performed on a turbocharger gas stand. The acoustic intensity was calculated as explained in section 2.2. The numbers on Figure 3 correspond to: 1: compressor inlet; 2: compressor outlet; 3: turbine inlet and 4: turbine outlet. The pressure sensors are pointed at by small triangles. The corresponding turbocharger used for the tests is mounted on a petrol, 1.1 litre, 4 in line cylinder, 16 valves engine.

Looking at Figure 3, the expert eye on plane wave decomposition might point out something. Typically, to ensure the fact that plane waves are propagating, it is advised that the distance between the source and the decomposition zone should be at least several diameters of length (between 4 and 10 diameters). This wasn't the case in this paper. The reason for this is that compact measurement tubes are necessary if needed to be mounted on a working engine.

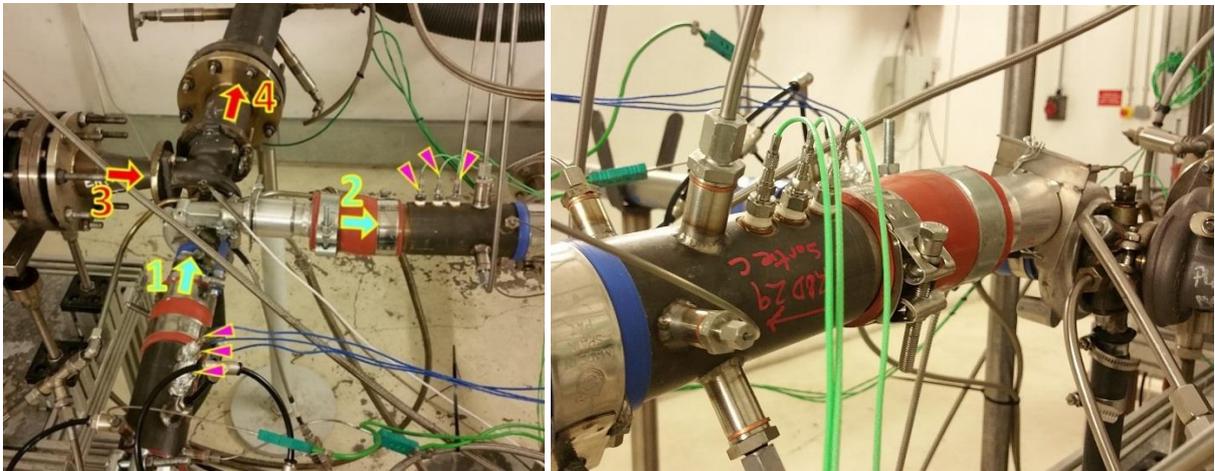


Fig. 3: Turbocharger gas stand test rig.

In turbocharger testing, the more important result is often the full compressor map, which is a plot of the compression ratio (the ratio of the outlet pressure divided by the inlet pressure) versus the air mass flow that passes through the compressor. An exemple of a compressor map is shown in Figure 4. The limit at the left of the map is known as the surge line. In this region of the map, the pressure ratio is too high corresponding to the air mass flow and thus surge and stall instabilities may appear. The right limit of the map corresponds to the choke line, and it corresponds to the limit of efficiency of the compressor, defined usually between 60% and 50%. The dotted lines correspond to the isospeed lines, where both pressure ratio and mass flow change, but the rotational speed of the compressor remains constant. The solid concentric lines correspond to isoefficiency lines, the center of all of them being the optimal working point of the turbocharger. This kind of maps are used first of all to characterize the performance of the turbocharger, and also to perform turbocharger matching, which means linking the right turbocharger to a certain engine in order to obtain the desired performance.

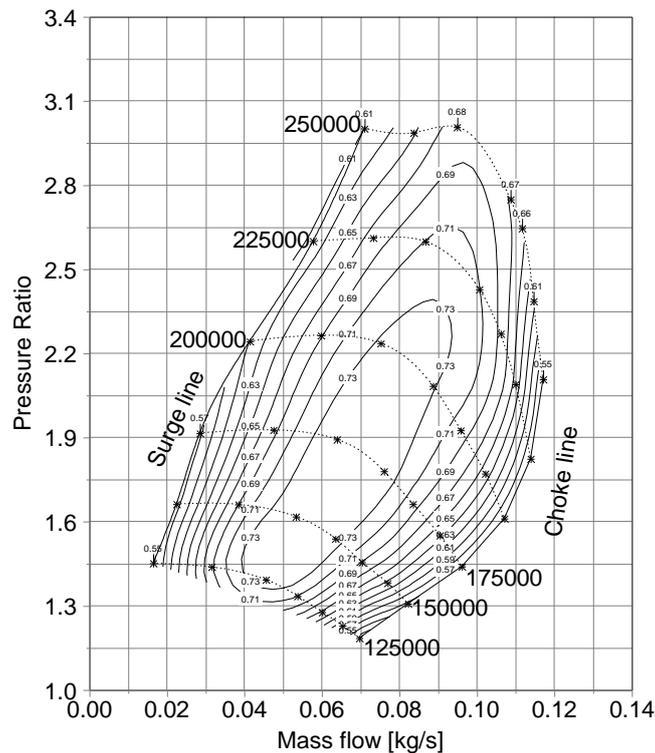


Fig.4: Typical full compressor map.

A full compressor map was performed and acoustic power was computed at each working point. To do so, the total-to-total compression ratio had to be computed, as well as the corrected mass flow. An important point is that mass flow had to be corrected according to temperature, but not corrected according to rotational speed. This is because acoustic phenomena are directly related to rotational speed and the frequencies correspond to the real measured rotational speed.

Figure 5 shows the global sum level of sound Intensity between 400Hz and 4000Hz over each working point and extrapolation between points is done. First it can be noted that the inlet maximum level is almost the same than the outlet minimum level. Globally, the higher is the rotational speed, the higher is the intensity level. Also, in both maps the closer the working point gets to the surge line, the higher is the intensity level. Globally, the higher the rotational speed, the higher the intensity level. The presented maps correspond to a configuration where anechoic terminations were mounted at each end of the compressor branches, but several configurations were tested. Particularly the points close to the surge line.

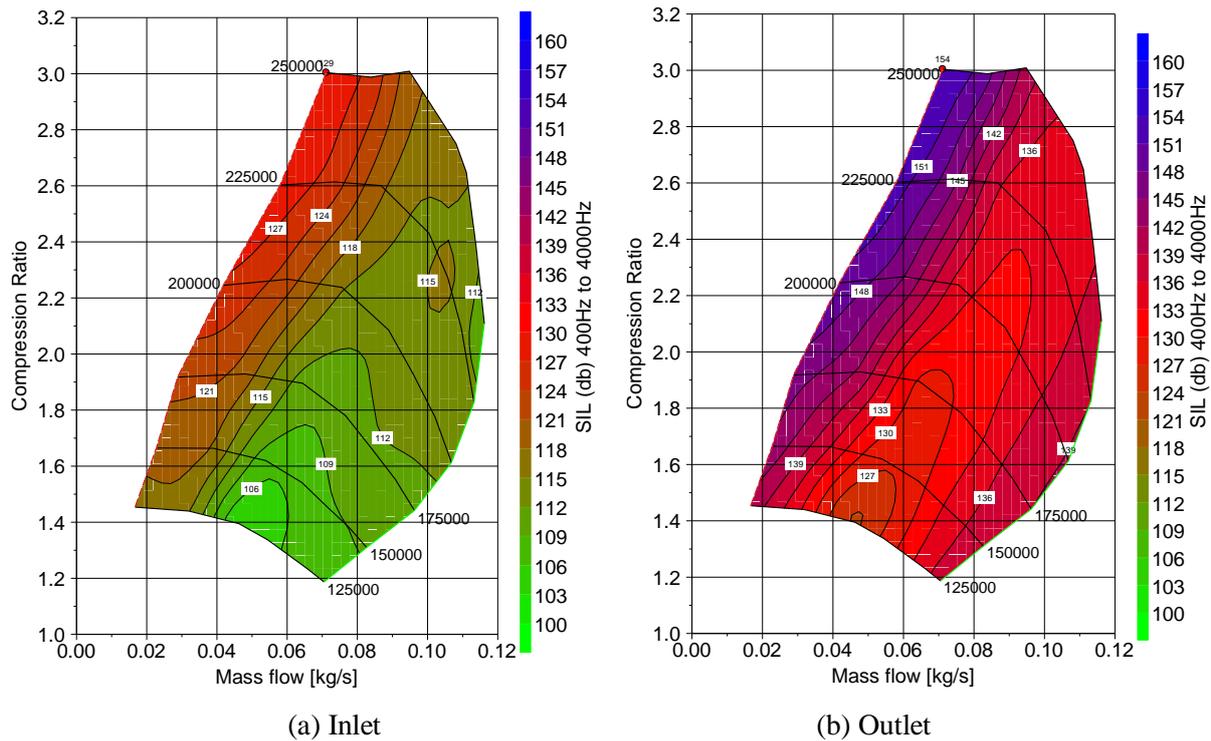


Fig.5: Turbocharger Intensity Level Maps.

### 3.2 Passive acoustic characterization

In order to characterize the turbocharger as a passive device, both simulations and measurements were performed. To realize FEA on the turbocharger geometry, reverse engineering techniques were used to obtain the CAD of the compressor. The wheel was measured thanks to a 3D measuring machine, which delivers a set of points that can then be converted in a 3D geometry. To construct the volute, an estimation of the geometry was done and modelled in 3D. An assembly of both components was finally used in 3D FE simulations performed with the commercial software VAAOne.

The modelled domain was the compressor and both inlet and outlet measurement pipes. The domain had 2749960 acoustic elements and 479871 nodes. The acoustic excitation is created thanks to a steel plate vibrating only on its first mode (piston mode) between 20Hz and 5000Hz. The anechoic termination is performed by using an impedance isolator at the other end. First the acoustic modes of the cavity are computed and then its response to the acoustic excitation is obtained. In figure 6 a global view of the two source cases can be seen. In Figure 7, several detail views of the model can be seen.

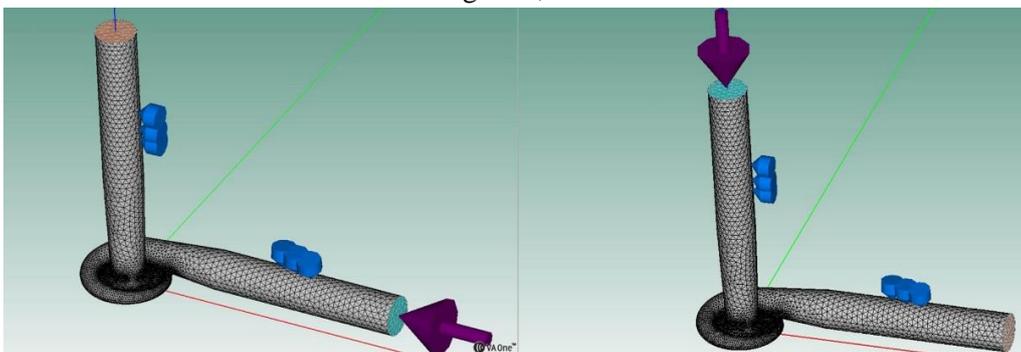


Fig. 6: Global view of the FE simulations

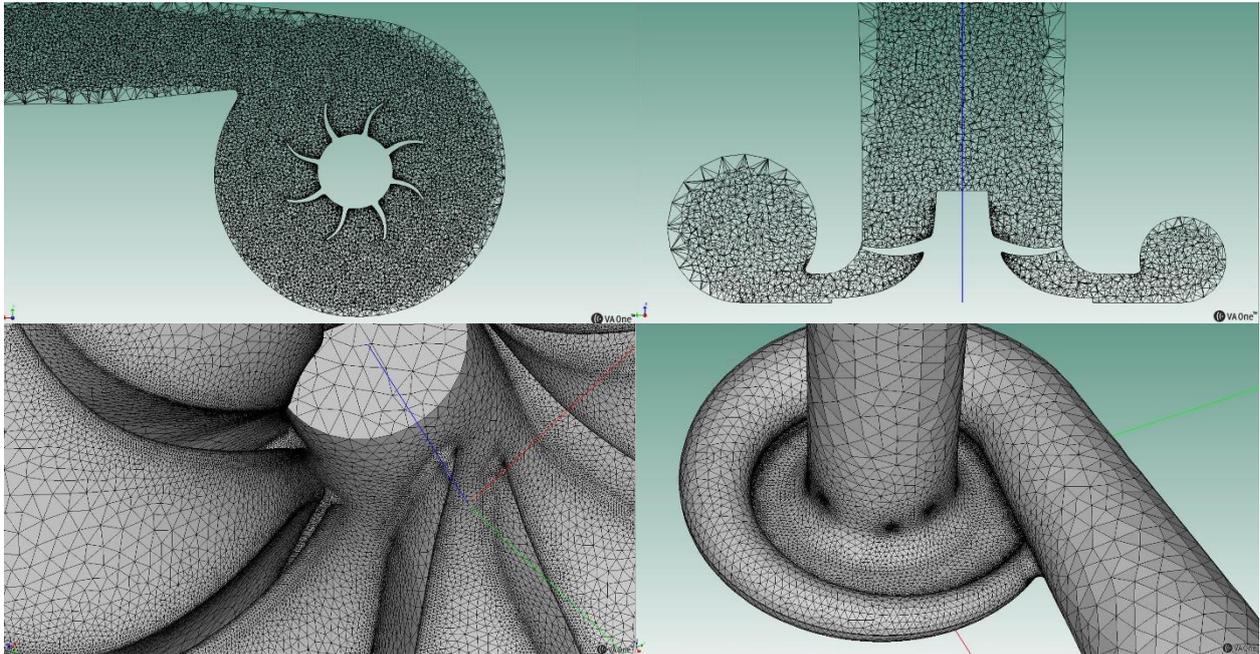


Fig. 7: Detail view of the FE simulations

The modelled acoustic termination was characterized and Figure 8 (b) shows the acoustic impedance that was imposed to the termination. Figure 8 (a) shows the resulting reflexion coefficient.

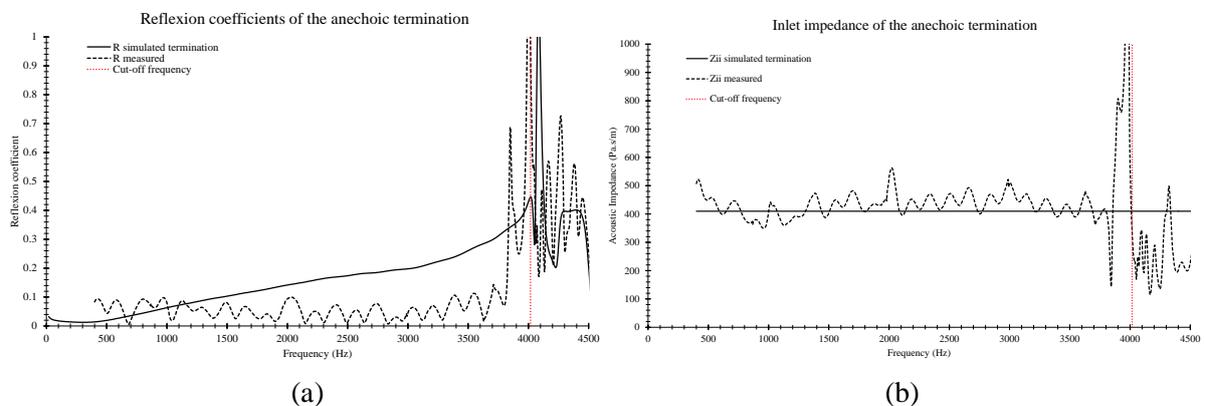


Fig. 8: Passive acoustic characteristics of the anechoic terminations

In parallel of the simulations, acoustic measurements were performed as shown in Figure 8. An acoustic source was used to excite the turbocharger between 400 Hz and 5000 Hz. A swept sine signal was used to maximize the signal to noise ratio. An anechoic termination was used as well. Its measured inlet impedance and reflexion coefficient were obtained by solving equations (2.3.1) for the termination. The results can be seen in Figures 8 (a) and 8 (b). It can be noticed that the reflexion coefficient of the simulated termination gets higher with frequency. Concerning the impedance, a relatively good correlation is found around the value of 415 Pa.s/m, which corresponds to the characteristic impedance of ambient air. The three characteristic matrices were solved for the turbocharger. The inlet and outlet impedances are shown in Figure 10, compared to the simulated results. A good correlation is shown up to 2000Hz in the curves.



Fig. 9: Test rig for passive acoustic characterization of a static turbocharger

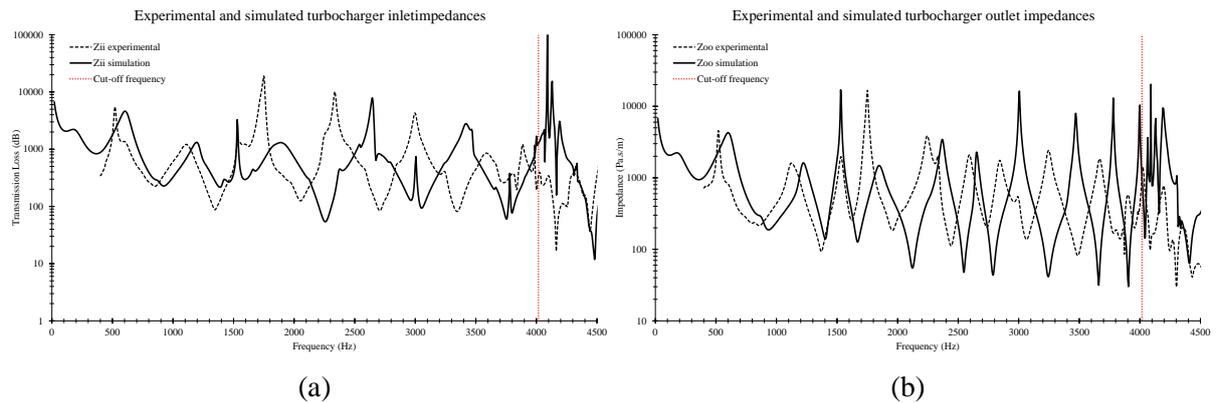


Fig. 10: Experimental and simulated impedances of the turbocharger

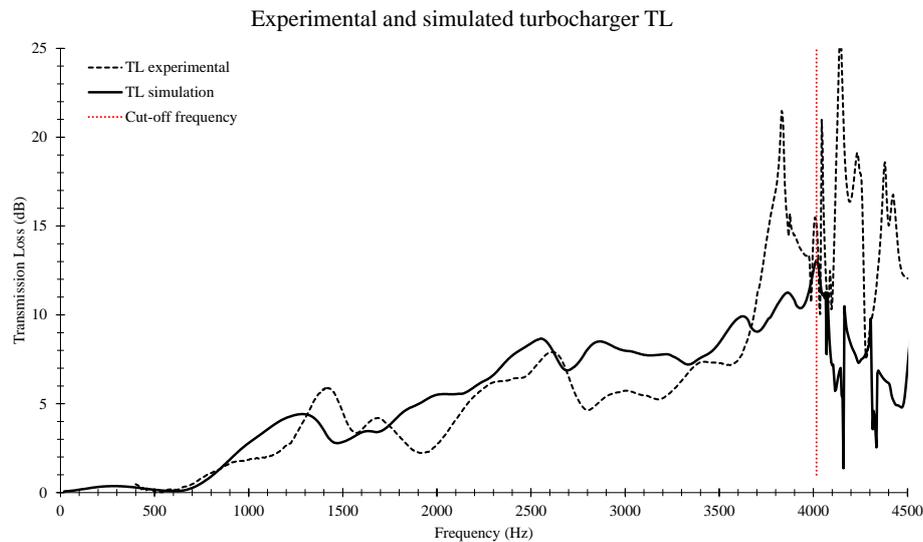


Fig. 11: Experimental and simulated TL of the turbocharger

The final TL results are shown in Figure 11. A good global correlation between tests and simulations is found up to the cut off frequency. The frequency difference might be explained by the volute geometry being an approximation of the actual geometry.

### 3.2 Transmission Loss Model

Once the TL of the static turbocharger was measured, a model was derived to correct the static TL with the conditions of different working points of the turbocharger. These working points are shown in the compressor map Figure 12. The correcting model intervenes at the final step of the computation of the TL shown in equation (2.3.2), by changing the Mach numbers, speed of sound and air density

according to the different working points. The transfer coefficient  $S_{21}$  is however kept the same that in the static case, as it is the result of the beamforming decomposition, and the conditions of the decomposition cannot be changed. It is likely however that the transmission coefficient of a rotating turbocharger is different than that of a static one.

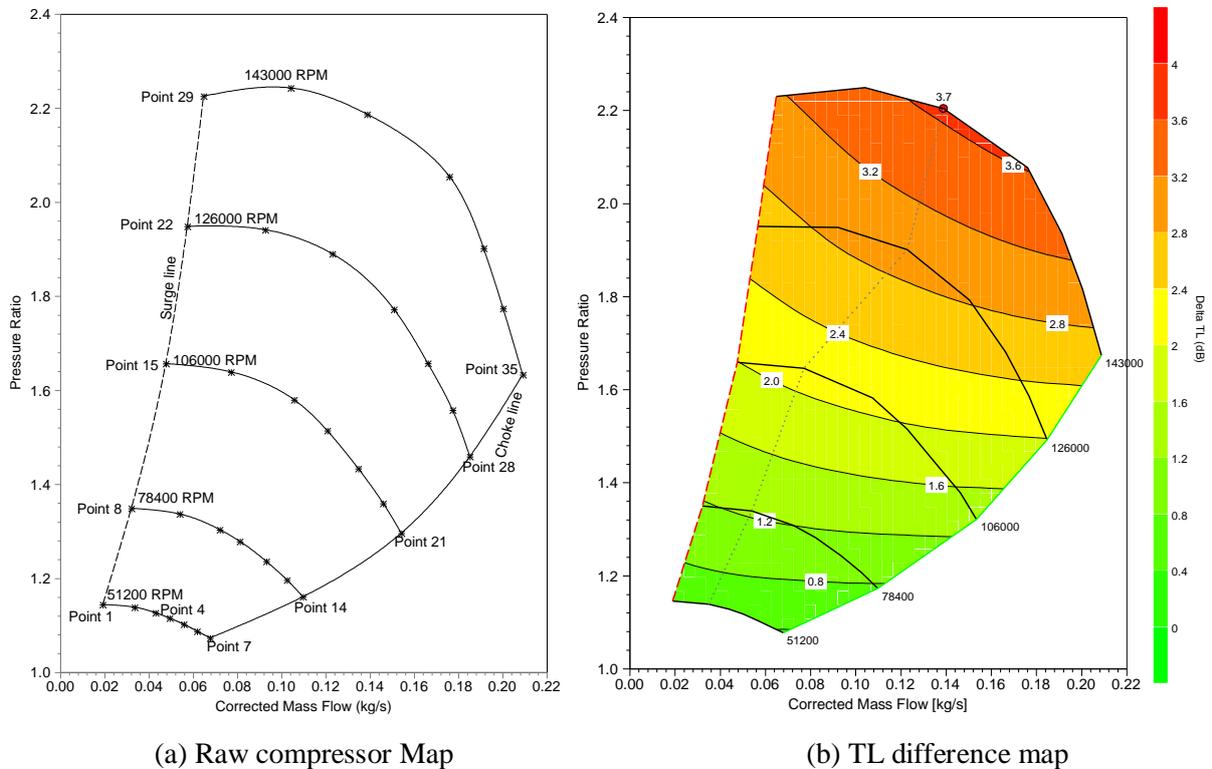


Fig. 12: Compressor map

The resulting TL are plotted in Figure 13. Figures a(a) to (d) show the TL against frequency over one iso-speed line as shown in Figure 12 (a), going from the surge point to the choke point. Figure 13 (e), shows the TL obtained over the surge line of the turbocharger. It can be seen that globally the higher the rotating speed, the higher the TL. As can be seen in equation (2.3.2), this is due mainly to the high difference of conditions between the inlet and the outlet of the compressor. At relatively low rotational speeds, the conditions at the inlet and outlet are less different than at high speeds, this is traduced for example by a higher boost level on the compressor maps, which creates high differences between air densities and temperatures (thus speed of sound). Over one iso-speed line, the highest TL is found in the middle of the map. This can be seen in Figure 12 (b), where the mean difference between a corrected TL of a specific point and the reference TL (dotted line in Figure 13) of the static turbocharger is plotted.

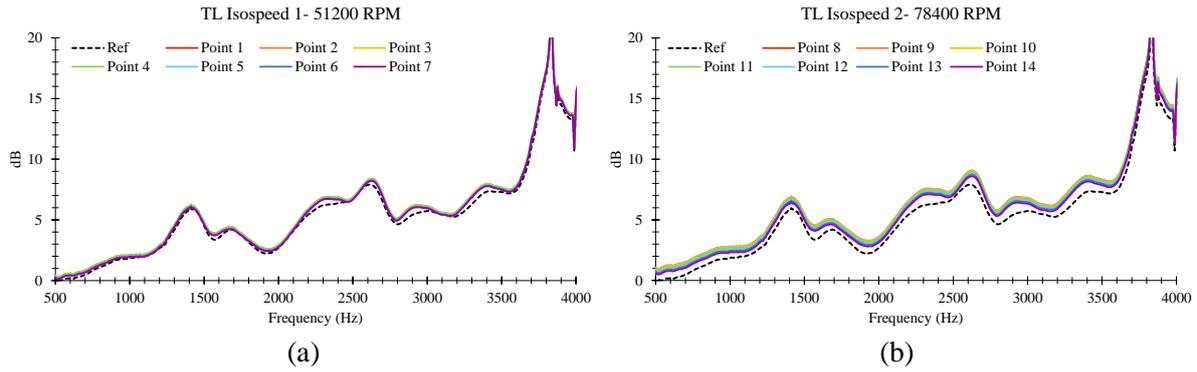


Fig. 13: Transmission Loss modelled at different compressor map points

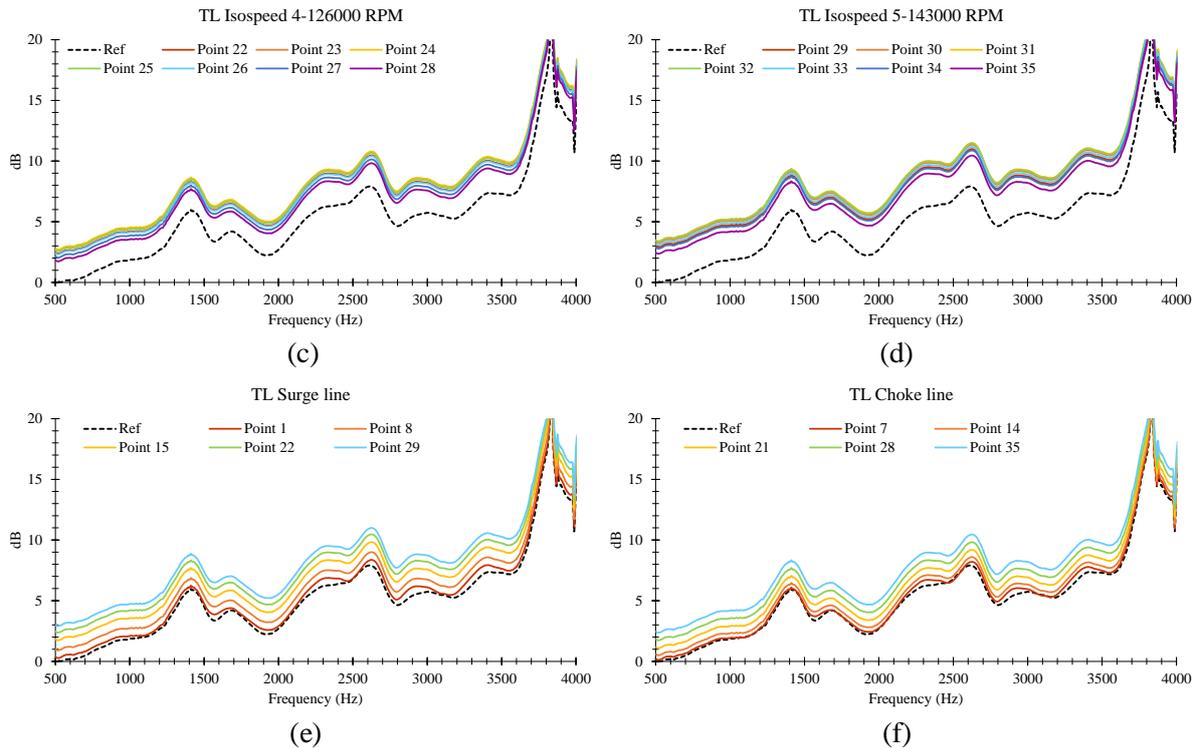


Fig. 13: Transmission Loss modelled at different compressor map points

## 4 Conclusions

The beamforming has been proven to be an effective way to decompose plane waves in ducts. By the way the weighting factors are calculated, the method should be sensitive only to harmonic sound, avoiding then incoherent air noise appearing in presence of air mass flow. Simulations and experimentations are being done in a simple expansion chamber geometry, in order to evaluate the influence of the mass flow noise on the beamforming measurement method. The acoustic intensity was successfully computed over all the working points of the compressor map. If a more precise analysis is needed, the frequency band of the sum level can be narrowed, and then obtain acoustic intensity corresponding to specific phenomena such as whoosh noise. The TL of a static turbocharger was successfully measured using beamforming plane wave decomposition and a scattering matrix formalism. The results were compared to 3D FE simulations and good correlation was found. Differences above 2000 Hz can be due to the estimation of the volute geometry which doesn't

correspond perfectly to the real one. A simple model correcting the transmission loss over a compressor maps is proposed. The results are to be compared to experimentation, where a high level acoustic source is to be used to generate noise above the noise of the turbocharger itself, allowing then the measurement of the TL of a working turbocharger. Engine measurements have already been performed in [12], but measurements on a working vehicle are being performed so that the active acoustic characterization of a fully working turbocharger. An interesting point that has been noted is that 3D FE simulations are a technological challenge, as nowadays no commercial or open source code can deal with the rotation of the compressor wheel and the compression phenomena inside the volute. A code taking into account rotation, CFD and acoustics would be needed to confront the model. At this point, experimental data is probably more easily accessible.

## References

- [1] M. Abom, 'Error analysis of two-microphone measurements in ducts with flow', *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 83, no. 6, p. 2429, 1988.
- [2] A.J. Torregrosa, A. Broatch, R. Navarro, and J. Garcia Tiscar, 'Acoustic Characterization of Automotive Turbochargers', presented at the THIESEL 2014 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Direct Injection Engines, CMT-Motores Térmicos. Universitat Politècnica de València., 2014.
- [3] I. Andrés Verdu, 'Contribucion al estudio y caracterizacion de la generacion de ruido de flujo en el sistema de escape', Universidad Politécnica de Valencia, Valencia, 2003.
- [4] Barry D. Van Veen and Kevin M. Buckley, 'Beamforming: A versatile approach to spatial filtering', *IEEE ASSP Magazine*, pp. 4–24, Apr. 1988.
- [5] H. Bodén, 'Influence of errors on the two-microphone method for measuring acoustic properties in ducts', *The Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 79, no. 2, p. 541, 1986.
- [6] J. Bourgeois and W. Minker, *Time-domain beamforming and blind source separation: speech input in the car environment*. New York, NY: Springer, 2009.
- [7] Emmet J. English, 'A measurement based study of the acoustics of pipe systems with flow', PhD Thesis, University of Southampton, 2010.
- [8] Hans Rämmal and Mats Åbom, 'Experimental Determination of Sound Transmission in Turbo-Compressors', *SAE International*, 2009.
- [9] Hans Rämmal, 'Studies of flow duct acoustics with applications to turbocharged engines', Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, Sweden, 2009.
- [10] Heiki Tikkoja, Hans Rämmal, Mats Åbom, and Hans Bodén, 'Test-rig for Complete Acoustic Characterization of Turbochargers', presented at the 16th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference, 2010.
- [11] Heiki Tikkoja, Mats Åbom, and Hans Bodén, 'Investigations of Automotive Turbocharger Acoustics', *SAE Int. J. Engines*, vol. 4, no. 2, pp. 2531–2542, 2011.
- [12] I. Jaimes, A. Millot, and J. Charley, 'Sound intensity measurements in turbocharger compressor ducts using multi-microphone arrays', presented at the Automotive NVH Comfort, Le Mans, 2016.
- [13] K. R. Holland and P. O. A. L. Davies, 'The measurement of sound power flux in flow ducts', *Journal of Sound and Vibration*, vol. 230, no. 4, pp. 915–932, 2000.
- [14] M. Åbom, 'Measurement of the scattering Matrix of acoustical two ports', *Mechanical Systems and Signal Processing*, vol. 5, no. 2, pp. 89–104, 1991.
- [15] A. Mimani and M. L. Munjal, 'Acoustic Analysis of a General Network of Multi-Port Elements - An Impedance Matrix Approach', *The International Journal of Acoustics and Vibration*, vol. 17, no. 1, 2012.
- [16] C. L. Morfey, 'Sound transmission and generation in ducts with flow', *Journal of Sound and Vibration*, vol. 14, no. 1, pp. 37–55, Jan. 1971.
- [17] M. L. Munjal, *Acoustics of ducts and mufflers: with application to exhaust and ventilation system design*. New York: Wiley, 1987.
- [18] G. Pinero, L. Vergara, J. M. Desantes, and A. Broatch, 'Estimation of velocity fluctuation in internal combustion engine exhaust systems through beamforming techniques', *Measurement science and technology*, vol. 11, no. 11, pp. 1585–1595, 2000.

- [19] G. Pinero and L. Vergara, ‘Separation of forward and backward acoustic waves in a car exhaust by array processing’, in *ICASSP-95*, Detroit, MI, 1995, vol. 3, pp. 1920–1923.
- [20] A. J. Torregrosa, A. Broatch, X. Margot, and J. García-Tíscar, ‘Experimental methodology for turbocompressor in-duct noise evaluation based on beamforming wave decomposition’, *Journal of Sound and Vibration*, vol. 376, pp. 60–71, Aug. 2016.
- [21] *REGULATION (EC) No 715/2007 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 20 June 2007 on type approval of motor vehicles with respect to emissions from light passenger and commercial vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on access to vehicle repair and maintenance information*. 2007.
- [22] *REGULATION (EU) No 540/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 16 April 2014 on the sound level of motor vehicles and of replacement silencing systems, and amending Directive 2007/46/EC and repealing Directive 70/157/EEC*. 2014.



## **A3 : Logiciel de post traitement de mesures dans les conduits**



Pour réaliser les post traitements d'essais et de simulations de façon plus efficace, une application a été développée sous Matlab, avec une interface utilisateur dédiée. Celle-ci permet de choisir entre six différents cas d'étude :

1. **Caractérisation active** : une seule position de mesure en entrée et sortie du système. Calcul de l'intensité et puissance acoustiques sortant du système
2. **Caractérisation passive avec 1 cas de source** : une seule position de mesure, calcul des composantes de l'onde plane en entrée et sortie du système, ainsi que du coefficient de réflexion et le TL dans un sens.
3. **Caractérisation passive avec 1 cas de source, méthode des deux capteurs** : Même cas que le précédent mais calcul avec la méthode des deux capteurs au lieu du beamforming.
4. **Caractérisation passive avec 2 cas de source** : Deux positions de mesure, résolution complète des matrices d'impédance, de diffusion et de transfert et calcul du TL dans les deux sens.
5. **Caractérisation passive avec 1 cas de source, données issues de simulations VAOne** : Même configuration que le cas numéro 2 mais les données issues des capteurs sont sous un autre format.
6. **Caractérisation passive avec 2 cas de source, données issues de simulations VAOne** : Même configuration que le cas numéro 3 mais les données issues des capteurs sont sous un autre format.

En fonction du choix de l'utilisateur sur le menu déroulant correspondant, un schéma du type de caractérisation apparaît en haut de la fenêtre. L'utilisateur doit fournir les données demandées dans l'encadré en bas à gauche (rayons des tubes de mesure, distances entre les capteurs, pression température, nombre de Mach et humidité si elle est connue). En appuyant sur le bouton de calcul, le logiciel demande alors de choisir un fichier .xls ou .xlsx contenant les données mesurées par les capteurs. Une fois ce choix fait, le post traitement est réalisé automatiquement et les résultats sont enregistrés dans l'espace de travail Matlab sous forme de matrices. De même, un fichier Excel est créé contenant les résultats correspondants.

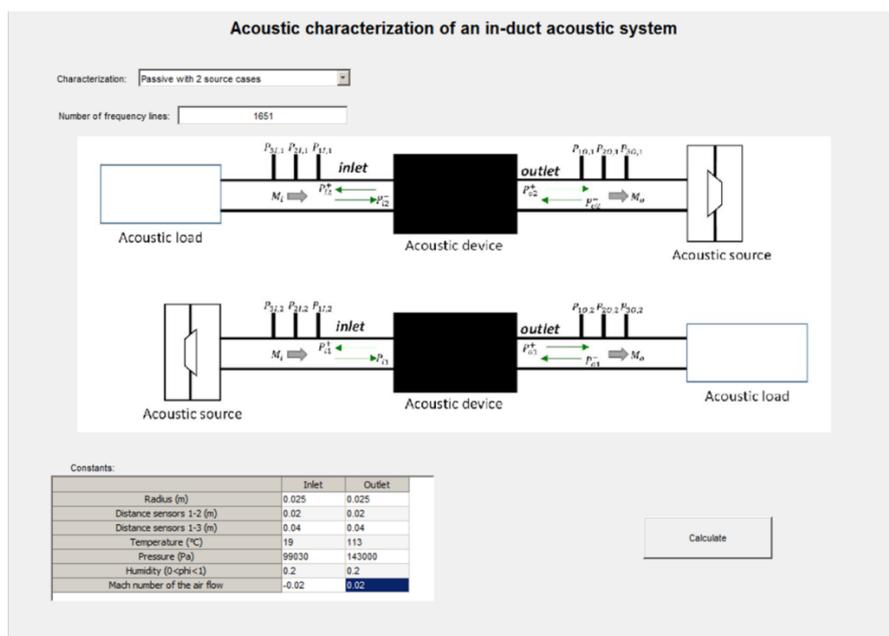


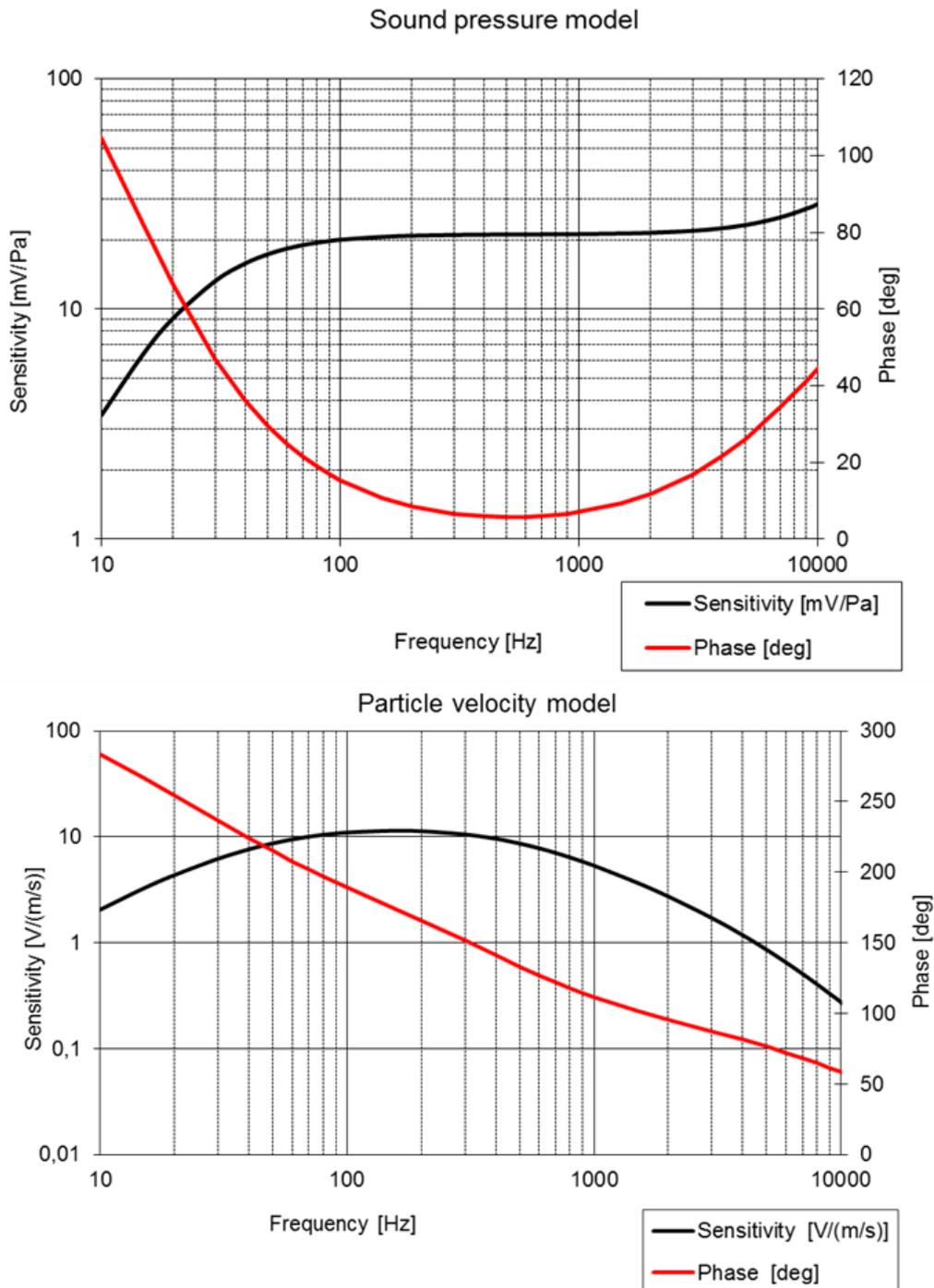
Figure 92 : Interface utilisateur développée sous Matlab

Une amélioration qui pourrait facilement être faite au logiciel, serait l'automatisation des post traitements de cartographies compresseur. Dans l'encadré mentionné auparavant, on rentre les constantes physiques du problème pour un seul point de fonctionnement, ce qui fait que pour post traiter une cartographie complète, on doit lancer le calcul autant de fois qu'il y a de points dans la cartographie. Il serait utile de ne pas lui fournir les données « à la main », mais de lui fournir un fichier des acquisitions de pression, débit température, etc. issu du banc turbo, et automatiser le post traitement des points, de façon à obtenir directement les résultats pour une cartographie complète.

## **A4 : Courbes d'étalonnage de la sonde p-u**



L'acquisition de la sonde p-u (Microflow) utilisée dans la partie 3.3.1 doit être corrigée, du fait que les réponses en amplitude et en phase des deux capteurs (pression et vitesse) ne sont pas les mêmes. La figure ci-dessous présentée en haut les courbes de sensibilité du capteur de pression, en rouge la phase et en noir la sensibilité. On peut voir que la sensibilité en pression est pratiquement constante entre 100 Hz et 2000Hz. En bas, les courbes sont présentées pour le capteur de vitesse. Ces courbes sont introduites dans le système d'acquisition PAK (à travers le module « Filtre FIR »), de façon à ne pas engendrer des erreurs d'intensité.







## **Contribution à la modélisation d'un turbocompresseur automobile et sa caractérisation acoustique**

**Résumé :** Dans cette thèse, des méthodes de caractérisation acoustique passive et active de systèmes acoustiques à deux ports sont présentées, basées sur une décomposition d'ondes planes en entrée et sortie. Cette décomposition est réalisée par la méthode du beamforming. Ces méthodes mises en place et validées sur des géométries simples, sont ensuite employées pour caractériser l'étage compresseur d'un turbocompresseur de suralimentation automobile. La caractérisation acoustique active se fait par la mesure de la puissance et de l'intensité acoustique dans les conduits du compresseur, ceci pour des points de fonctionnement spécifiques, des cartographies compresseur complètes sont également élaborées. Les essais ont été menés sur banc turbo, banc moteur et sur véhicule complet. La caractérisation acoustique passive est abordée par le calcul de matrices du compresseur (matrice de transfert, matrice d'impédance et matrice de diffusion). Le calcul de la perte par transmission acoustique est déduit de ces matrices. Des essais ont été réalisés et comparés à des simulations éléments finis 3D sur un turbocompresseur statique comme sur un turbocompresseur opérationnel.

**Mots clés :** Turbocompresseur, Beamforming, Acoustique des conduits, Perte par transmission, Onde plane

## **Contribution to the modeling of an automotive turbocharger and its acoustic characterizations**

**Abstract:** In this thesis, methodologies to perform the acoustic passive and active characterization of two port systems are presented. These methods are based on plane wave decomposition made at the inlet and at the outlet of the system. This decomposition is made according beamforming technique. Once these methods were validated on simple geometries, they were then applied to the compressor stage of an automotive turbocharger. The active acoustic characterization is made by the measurement of the acoustic power and acoustic intensity in the compressor ducts on given working points, but also on complete compressor maps. This was performed on turbocharger benches, engine benches and a complete vehicle. The passive acoustic characterization is made by the calculation of characteristic matrices (transfer matrix, impedance matrix and scattering matrix). These matrices are then used to compute the acoustic transmission loss. Experiments were performed on a static turbocharger and compared to 3D finite elements simulations, as well as experiments on an operating turbocharger.

**Keywords :** Turbocharger, Beamforming, In-duct acoustics, Transmission loss, Plane wave

