



HAL
open science

Séparation des sources de bruit des moteurs Diesel : Application en hiérarchisation de source et qualité sonore

Julie Drouet

► **To cite this version:**

Julie Drouet. Séparation des sources de bruit des moteurs Diesel : Application en hiérarchisation de source et qualité sonore. Mécanique [physics.med-ph]. INSA de Lyon, 2013. Français. NNT : 2013ISAL0053 . tel-01368413

HAL Id: tel-01368413

<https://theses.hal.science/tel-01368413>

Submitted on 9 Mar 2017

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

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

Thèse

**Séparation des sources de bruit des moteurs Diesel :
Application en hiérarchisation de source et qualité
sonore.**

présentée devant

L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon

pour obtenir

le grade de docteur

Ecole doctorale : Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique (MEGA)

Spécialité : Acoustique

par

Julie DROUET

Soutenue le .. juillet 2013 devant la commission d'examen

Jury

PARIZET	Etienne	(Pr)	LVA	(INSA - Lyon)	Directeur
LECLERE	Quentin	(MdC)	LVA	(INSA - Lyon)	Directeur
EL BADAOUI	Mohamed	(Pr)	LAPSI	(Université de Saint-Etienne)	Rapporteur

Thèse préparée au Laboratoire Vibrations Acoustique de l'INSA de Lyon

**INSA Direction de la Recherche - Ecoles Doctorales - Quadriennal
2007-2010**

SIGLE	ECOLE DOCTORALE	NOM ET COORDONNEES DU RESPONSABLE
CHIMIE	<u>CHIMIE DE LYON</u> http://sakura.cpe.fr/ED206 M. Jean Marc LANCELIN Insa : R. GOURDON	M. Jean Marc LANCELIN Université Claude Bernard Lyon 1 Bât CPE 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72.43 13 95 Fax : lancelin@hikari.cpe.fr
E.E.A.	<u>ELECTRONIQUE, ELECTROTECHNIQUE, AUTOMATIQUE</u> http://www.insa-lyon.fr/eea M. Alain NICOLAS Insa : C. PLOSSU ede2a@insa-lyon.fr Secrétariat : M. LABOUNE AM. 64.43 - Fax : 64.54	M. Alain NICOLAS Ecole Centrale de Lyon Bâtiment H9 36 avenue Guy de Collongue 69134 ECULLY Tél : 04.72.18 60 97 Fax : 04 78 43 37 17 eea@ec-lyon.fr Secrétariat : M.C. HAVGOUDOUKIAN
E2M2	<u>EVOLUTION, ECOSYSTEME, MICROBIOLOGIE, MODELISATION</u> http://biomserv.univ-lyon1.fr/E2M2 M. Jean-Pierre FLANDROIS Insa : H. CHARLES	M. Jean-Pierre FLANDROIS CNRS UMR 5558 Université Claude Bernard Lyon 1 Bât G. Mendel 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.26 23 59 50 Fax 04 26 23 59 49 06 07 53 89 13 e2m2@biomserv.univ-lyon1.fr
EDISS	<u>INTERDISCIPLINAIRE SCIENCES- SANTÉ</u> Sec : Safia Boudjema M. Didier REVEL Insa : M. LAGARDE	M. Didier REVEL Hôpital Cardiologique de Lyon Bâtiment Central 28 Avenue Doyen Lépine 69500 BRON Tél : 04.72.68 49 09 Fax :04 72 35 49 16 Didier.revel@creatis.uni-lyon1.fr
INFOMATHS	<u>INFORMATIQUE ET MATHEMATIQUES</u> http://infomaths.univ-lyon1.fr M. Alain MILLE	M. Alain MILLE Université Claude Bernard Lyon 1 LIRIS - INFOMATHS Bâtiment Nautibus 43 bd du 11 novembre 1918 69622 VILLEURBANNE Cedex Tél : 04.72. 44 82 94 Fax 04 72 43 13 10 infomaths@bat710.univ-lyon1.fr - alain.mille@liris.cnrs.fr
Matériaux	<u>MATERIAUX DE LYON</u> M. Jean Marc PELLETIER Secrétariat : C. BERNAVON 83.85	M. Jean Marc PELLETIER INSA de Lyon MATEIS Bâtiment Blaise Pascal 7 avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cédex Tél : 04.72.43 83 18 Fax 04 72 43 85 28 Jean-marc.Pelletier@insa-lyon.fr
MEGA	<u>MECANIQUE, ENERGETIQUE, GENIE CIVIL, ACOUSTIQUE</u> M. Jean Louis GUYADER Secrétariat : M. LABOUNE PM : 71.70 -Fax : 87.12	M. Jean Louis GUYADER INSA de Lyon Laboratoire de Vibrations et Acoustique Bâtiment Antoine de Saint Exupéry 25 bis avenue Jean Capelle 69621 VILLEURBANNE Cedex Tél :04.72.18.71.70 Fax : 04 72 43 72 37 mega@lva.insa-lyon.fr
ScSo	<u>ScSo*</u> M. OBADIA Lionel Insa : J.Y. TOUSSAINT	M. OBADIA Lionel Université Lyon 2 86 rue Pasteur 69365 LYON Cedex 07 Tél : 04.78.77.23.88 Fax : 04.37.28.04.48 Lionel.Obadia@univ-lyon2.fr

*ScSo : Histoire, Géographie, Aménagement, Urbanisme, Archéologie, Science politique, Sociologie, Anthropologie

Table des matières

Introduction	9
I Contexte scientifique	11
1 Le bruit du moteur Diesel	12
1.1 Sources de bruit	13
1.1.1 Bruit de combustion	13
1.1.2 Bruit mécanique	14
1.1.3 Perception sonore dans les moteurs Diesel	17
1.2 Caractéristiques du bruit de combustion	21
1.2.1 Excitation : la pression cylindre	21
1.2.2 Réponse de la structure : voies de transfert et rayonnement	23
1.3 Isolement du bruit de combustion	26
1.3.1 Méthode de séparation du bruit de combustion	26
1.3.2 Le spectrofiltre	28
2 Mesures de spectrofiltres et interprétations	34
2.1 Dispositif expérimental	34
2.1.1 Matériel	34
2.1.2 Signaux	35
2.2 Identification de phénomènes physiques à partir des mesures	36
2.2.1 Effets de l'embout	36
2.2.2 Influence de la température	38
2.2.3 Observations vibratoires choc/fonctionnement	39
2.2.4 Interprétations acoustiques à l'aide de mesures vibratoires	41
2.3 Résumé du chapitre	43
II Estimations du spectrofiltre pour développer un filtre commun	45
3 Approches préliminaires	46
3.1 Effets perceptifs de la substitution du filtre conventionnel optimal	46
3.1.1 Expérimentation	46
3.1.2 Résultats et discussions	48
3.2 Utilisation de la cohérence pour définir un filtre commun	50
3.2.1 Filtre de meilleure cohérence	50
3.2.2 Filtre moyen pondéré par la cohérence	52
3.3 Conclusion du chapitre	54

4	Estimation modale	55
4.1	Sélection des méthodes adaptées au filtre de Wiener	55
4.1.1	Démarche de sélection	55
4.1.2	Mise en œuvre des méthodes ESPRIT et LSCE	58
4.2	Etude des méthodes ESPRIT et LSCE sur un signal synthétique	61
4.2.1	Signal simple	61
4.2.2	Ajout de bruit	63
4.2.3	Effet d'un décalage temporel de l'instant initial	65
4.2.4	Bilan	69
4.3	Optimisation de la méthode ESPRIT pour le spectrofiltre	71
4.3.1	Utilité du critère ESTER	71
4.3.2	Blanchiment de spectre	75
4.4	Recherches de paramètres modaux et estimation des filtres de Wiener	76
4.4.1	Synthèse de filtres en plusieurs points de fonctionnement	77
4.4.2	Analyse des paramètres modaux	78
4.5	Résumé du chapitre	81
 III Applications perceptives pour définir les caractéristiques du filtre commun		 83
5	Analyse perceptive de bruits de combustion synthétisés à partir d'estimations de spectrofiltres	84
5.1	Protocole d'expérimentation perceptive	84
5.1.1	Stimuli	84
5.1.2	Procédure	85
5.2	Analyse des résultats et discussions	85
5.2.1	Par sujet	86
5.2.2	Par son	86
5.2.3	Par sonie	88
5.3	Résumé du chapitre	92
6	Perspectives : effet du fenêtrage temporel sur la synthèse du bruit de combustion et proposition de filtre commun	93
6.1	Modification de l'amortissement du spectrofiltre	93
6.1.1	Réduction à bas régime	93
6.1.2	Augmentation à haut régime	95
6.1.3	Conclusions	97
6.2	Le spectrofiltre au ralenti, un possible filtre commun	98
6.2.1	Observations des bruits de combustion	98
6.2.2	Evolution des sources du bruit moteur selon le filtre employé	99
 Conclusion		 103
 IV Annexes		 106
Annexes A : Analyse des mesures d'impacts		107
Annexes B : Courbes du critère ESTER		109
Annexes C : Analyse de sonie spécifique		111

Table des figures

1.1	Effets des forces de combustion et d'inertie sur les pièces moteur. Adapté de [DGP82]	15
1.2	Séparation du bruit moteur en deux sources principales : hiérachisation utilisée dans cette étude	16
1.3	Evolution des sources sonores en fonction de la charge. Adapté de [HKUA99]	17
1.4	Schémas de montages expérimentaux utilisés pour la caractérisation des voies de transfert de la combustion. Extrait de [Ren05]	24
1.5	Evolution moyenne sur 212 cycles de la vitesse de rotation au ralenti, avec son intervalle de confiance, selon l'angle de vilebrequin. Adaptée de [LPP10].	29
1.6	Effets du régime sur la localisation du PMH à partir de la courbe de pression cylindre, au ralenti (gauche) et à 1300 tr/min (droite).	30
1.7	Découpage par cycle d'un signal de pression cylindre par moyennage synchrone pour obtenir la matrice $X(t)$ dont les lignes sont centrées sur le PMH.	30
1.8	Evolution temporelle (gauche) et fréquentielle (droite) des parties déterministe (pointillé rose) et aléatoire (trait plein vert) d'un signal de pression cylindre (trait plein bleu) au ralenti.	31
1.9	Partie aléatoire normée de pression cylindre (rose) et la fenêtre de Tukey (bleu) correspondante, utilisée pour extraire les composantes du cylindre considéré.	32
1.10	Variations des spectrofiltres calculés avec les parties aléatoires (gris) et les signaux entiers (noir) observées en mesure (ronds) et leur incertitude théorique (carrés). Adaptée de [LPP10].	33
2.1	Positionnement du microphone par rapport au moteur (gauche) et localisation des points d'impact à la jupe et au support de coiffe (droite).	35
2.2	Positionnement de l'accéléromètre externe, à la culasse du cylindre 1 et localisation des points d'impact au support de coiffe et à la culasse.	35
2.3	Cohérence en pourcentage pour un choc porté au support de coiffe, observé par le microphone (en haut), l'accéléromètre au palier (au milieu) et à la culasse (en bas), sur moteur chaud avec embout dur (trait plein rouge) puis mou (traits discontinus violets).	37
2.4	Cohérence en pourcentage pour un choc porté à la jupe, observé par le microphone (en haut), l'accéléromètre au palier (au milieu) et à la culasse (en bas), sur moteur chaud avec embout dur (trait plein rouge) puis mou (traits discontinus violets).	37
2.5	Force d'excitation selon le temps (gauche) et spectres de force (droite) pour un impact porté avec l'embout en aluminium et en plastique. Adapté de la notice d'instruction (haut) du marteau d'impact de type 8206 (numéro de série 54514) et issu des mesures (bas).	38

2.6	Fonctions de transfert du microphone (haut) et de l'accéléromètre au palier (bas) pour le cylindre 1 sur moteur froid (bleu) et chaud (rose) pour le ralenti (gauche), 1300 tr/min à 92 Nm (milieu) et à 150 Nm (droite). . . .	39
2.7	Fonctions de transfert du microphone (haut) et de l'accéléromètre à la culasse (bas), pour des chocs portés à la culasse (gauche), au support de coiffe (milieu) et à la jupe (droite) sur moteur froid (trait plein bleu) et chaud (trait plein rouge).	40
2.8	Fonctions de transfert de l'accéléromètre à la culasse (haut) et au palier (bas) pour les impacts portés à la culasse (trait discontinu bleu) ainsi que pour le cylindre 1 au ralenti (bleu), à 1300 tr/min 92 Nm (vert) et à 1300 tr/min 150 Nm (rouge).	41
2.9	Fonctions de transfert du microphone pour chaque cylindre (1 en bleu, 2 en vert, 3 en rose et 4 en violet) au ralenti.	42
2.10	Modules au carré des fonctions de transfert du microphone au ralenti (pointillés violet) à 1300 tr/min et 92 Nm (trait plein vert) puis 150 Nm (trait discontinu rouge), ainsi que la moyenne des fonctions pour les trois impacts (trait plein bleu).	42
2.11	Holographie INSA pour 1500 tr/min à pleine charge (Face Supérieure, bande fine 1662.5 Hz). Extrait de [LLP ⁺ 07].	43
3.1	Ecran du test de catégorisation (gauche) et emplacement avec position du sujet (droite) lors de l'expérimentation.	47
3.2	Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion (haut) et mécaniques (bas) selon l'indice de Rand asymétrique pour chaque couple d'auditeurs. . . .	48
3.3	Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion (gauche) et mécaniques (droite) selon l'indice de Rand asymétrique.	49
3.4	Module du filtre commun optimal (trait plein bleu) défini pour chaque fréquence par le spectrofiltre de meilleure cohérence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.	51
3.5	Phase du filtre commun optimal (trait plein bleu) défini pour chaque fréquence par le spectrofiltre de meilleure cohérence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1. . . .	51
3.6	Spectre du bruit synthétisé à partir du filtre optimal (bleu), avec le bruit de combustion conventionnel (rose), du cylindre 1, à 23 Nm (haut), 61 Nm (milieu) et 110 Nm (bas).	52
3.7	Module du filtre commun moyen (trait plein violet) défini pour chaque fréquence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.	53
3.8	Phase du filtre commun moyen (trait plein violet) défini pour chaque fréquence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.	53
3.9	Spectre du bruit synthétisé à partir du filtre moyen (violet), optimal (pointillés bleus), avec le bruit de combustion conventionnel (rose), du cylindre 1, à 23 Nm (haut), 61 Nm (milieu) et 110 Nm (bas).	54
4.1	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique normé (trait plein violet) et du spectrofiltre normé du cylindre 1 à 1300 tr/min pour 150 Nm (pointillé orange).	62
4.2	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire).	62

4.3	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux bruités à 10 dB (pointillé vert) puis à 20 dB (pointillé rose).	63
4.4	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 10 dB (haut) puis 20 dB (bas).	64
4.5	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 10 dB (haut) puis 20 dB (bas).	64
4.6	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux retardés de 0.2 ms (trait discontinu orange) et 0.5 ms (pointillé vert).	65
4.7	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux avancés de 0.2 ms (trait discontinu bleu) et 0.5 ms (pointillé rose).	66
4.8	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour un retard de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).	66
4.9	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour un retard de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).	67
4.10	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour une avance de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).	67
4.11	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour une avance de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).	68
4.12	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et retardé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).	69
4.13	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et retardé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).	69
4.14	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et avancé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).	70
4.15	Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et avancé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).	70
4.16	Inverse de la norme 2 de l'erreur d'estimation du signal synthétique simple (cercle bleu), avancé de 0.2 ms (plus rouge) et de 0.5 ms (croix noire), selon l'ordre de modélisation.	72
4.17	Inverse de la norme 2 de l'erreur d'estimation du signal synthétique avec un bruit additif de -10 dB (plus rouge) et -20 dB (croix noire), ou retardé de 0.2 ms (point rose) et 0.5 ms (losange bleu clair), selon l'ordre de modélisation.	72
4.18	Pôles z_k du signal synthétique en sur-estimation (plus noir), en condition idéale (cercle bleu) et en sous-estimation (croix rouge), obtenus par la méthode ESPRIT.	73

4.19	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) pour le signal synthétique (trait plein violet) et les estimations obtenues avec ESPRIT en sous-estimation (trait discontinu avec point vert), en condition idéale (trait discontinu orange) et en sur-estimation (pointillé bleu clair).	74
4.20	Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) pour le signal synthétique bruité à 20 dB (trait plein violet) et les estimations obtenues avec ESPRIT en sous-estimation (trait discontinu avec point vert), en condition idéale (trait discontinu orange) et en sur-estimation (pointillé bleu clair).	74
4.21	Spectrofiltre à 1300 tr/min et 150 Nm sur moteur chaud initial (trait continu bleu) et blanchi (tiret rose).	76
4.22	Périodogramme original et filtré avant blanchiment du bruit (a), et redressé (b) après blanchiment. D'après [Bad05].	76
4.23	Inverse de la norme 2 de l'erreur d'estimation du spectrofiltre à 1050 et 1300 tr/min selon l'ordre de modélisation.	77
4.24	Estimations des filtres de Wiener (trait continu bleu) à 1300 (haut) et 2250 tr/min (bas) pour les valeurs 133 (trait discontinu vert), 68 (trait discontinu violet) et 48 (trait discontinu rose) du vecteur K.	78
4.25	Evolution de paramètres modaux moyennés sur des bandes de fréquence de 500 Hz, selon la fréquence, pour plusieurs points de fonctionnement. Haut : taux d'amortissement. Bas : Densité modale.	79
4.26	Evolution du taux d'amortissement moyen par bandes de 500 Hz, selon la fréquence pour plusieurs points de fonctionnement et les mesures au choc. .	80
4.27	Réponse impulsionnelle normée d'une mesure au choc à la culasse (haut) superposée à celle pour 810 (milieu) et 1300 tr/min (bas) avec leur fenêtre de Tukey respective.	81
5.1	Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion à 810 (gauche) et 2250 tr/min (droite) selon l'indice de Rand asymétrique pour chaque couple d'auditeurs.	86
5.2	Distance pour chaque son avec le son 1 selon le point de fonctionnement. .	87
5.3	Sonie de de chaque son composant le test à 810, 1050, 1800 et 2250 tr/min.	88
5.4	Sonie spécifique selon la fréquence pour certains sons à 810 (haut) et 2250 tr/min (bas).	89
5.5	Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 2250 tr/min.	90
5.6	Arbres d'agglomération pour les stimuli selon le groupe 1 (gauche) et 2 (droite) à 2250 tr/min.	91
5.7	Evolution des distances de sonie spécifique selon les fréquences, à 2250 tr/min entre les sons 1 et 8.	91
6.1	Evolution temporelle des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.	94
6.2	Spectre moyen, par bande de 50Hz, des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.	94
6.3	Sonie spécifique des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.	95
6.4	Evolution temporelle des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 2250 et 810 tr/min.	96
6.5	Spectre moyen, par bande de 50Hz, des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 2250 et 810 tr/min.	96
6.6	Sonie spécifique des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.	97

6.7	Spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min selon les fréquences.	97
6.8	Sonie spécifique selon la fréquence des bruits de combustion synthétisés par le filtre au ralenti en divers régimes.	99
6.9	Niveaux de pression en dB du bruit de combustion (haut) et du bruit mécanique (bas) pour des synthèses avec le spectrofiltre conventionnel (pointillé bleu) et le filtre de Wiener au ralenti (trait continu rouge).	100
6.10	Evolution temporelle du bruit moteur (haut), du bruit de combustion (milieu) et du bruit mécanique (bas) pour des synthèses avec le spectrofiltre conventionnel (trait discontinu) et le filtre de Wiener au ralenti (trait plein). Régime de 1050 tr/min.	101
6.0	Fonctions de transfert vibratoires pour l'accéléromètre au palier (haut) et à la culasse (bas) pour les différents points d'impact.	107
6.1	Fonctions de transfert du microphone pour les différents points d'impact. .	108
6.2	Critère ESTER pour chaque point de fonctionnement étudié.	110
6.3	Sonie spécifique selon la fréquence pour les bruits des tests de catégorisation à 1050 et 1800 tr/min.	111
6.4	Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 810 tr/min.	112
6.5	Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 1050 tr/min.	112
6.6	Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 1800 tr/min.	113

Introduction

Le moteur Diesel a longtemps été en concurrence avec le moteur à essence, pour finalement réussir à séduire les utilisateurs à la fin du vingtième siècle. Cette popularité est apparue grâce à la conjoncture économique de l'époque et les avancées technologiques. Ces dernières ont permis de produire des moteurs Diesel toujours plus proches des exigences des utilisateurs (telle que la consommation), et répondant aux nouvelles réglementations de plus en plus sévères. Les constructeurs ont réussi à s'adapter pour assurer au moteur Diesel une certaine longévité.

Cependant, le moteur électrique vient entacher la côte du moteur Diesel. Le contexte économique et écologique actuel pousse les usagers à choisir des véhicules à faible pollution atmosphérique, et dont le coût de l'alimentation (électricité-carburant) et de la consommation soient aussi bas que possible. Le moteur électrique semble donc avoir un avenir solide, mais il manque encore de performance et d'autonomie obligeant les constructeurs automobiles de le coupler à un moteur thermique, souvent Diesel. Ainsi il est toujours intéressant de continuer à travailler sur les moteurs Diesel, puisque ces derniers ne sont pas encore sortis du parc automobile.

L'acoustique des moteurs électriques est un problème important. Les véhicules électriques sont totalement dépourvus de bruit, ce qui s'avère extrêmement dangereux pour les usagers extérieurs, trop habitués à localiser les véhicules selon le bruit qu'ils émettent. A l'inverse, le moteur Diesel possède un bruit impulsif caractéristique, considéré comme agressif et peu élégant [HD04] essentiellement généré par la combustion [Ren05]. Les moteurs Diesel amorcent la combustion du mélange air-gazole par une rapide et importante compression du mélange dans la chambre de combustion, ce qui génère des chocs impulsifs et d'amplitude conséquente sur les pièces en contact. La qualité sonore est un critère important pour les utilisateurs, notamment d'un point de vue commercial. Le bruit de combustion est alors très important pour la qualité sonore du moteur Diesel puisqu'il est une composante majeure de leur signature acoustique. La perception de ce moteur reste encore à améliorer bien que le niveau sonore ait réduit.

Un problème de vibro-acoustique peut être décomposé en trois étapes : la source, qui est l'origine de la perturbation ; la propagation de l'énergie de la source au sein de la structure ; et le rayonnement de la structure excitée. Les constructeurs automobiles ont d'abord traité le rayonnement du moteur par ajout de matériaux absorbants au niveau de la carrosserie. Le niveau sonore est alors réduit, mais le véhicule se trouve allourdi et perd en performance. Les travaux sont alors orientés sur la propagation des vibrations en modifiant la conception des moteurs. Malgré les efforts fournis, la qualité sonore des moteurs Diesel reste mauvaise pour les utilisateurs. Les constructeurs souhaitent alors agir à la source, bien que cette démarche soit compliquée par le compromis nécessaire entre la consommation, les performances et la pollution.

La séparation du bruit de combustion a suscité de nombreuses recherches depuis des décennies dont [Pri80, Rus82, EBDGS05]. Une majorité des études s'est orientée sur la séparation du bruit moteur en deux sources : le bruit de combustion et le bruit mécanique. Cette séparation permet de travailler directement à la source du problème afin de pouvoir comprendre et maîtriser les phénomènes entre la combustion et le bruit. Le bruit de

combustion peut être isolé selon plusieurs méthodes, dont l'utilisation du filtre de Wiener, aussi appelé spectrofiltre [PLP09]. Ce filtre a été analysé par Pruvost [Pru09] en terme de robustesse et de causalité pour améliorer ses performances. Les travaux menés dans cette étude s'inscrivent dans la continuité de ce qui a été fait par Pruvost : le spectrofiltre est optimisé pour séparer le bruit de combustion le plus justement et le plus rapidement possible. L'idée à long terme est de fournir un outil pour isoler le bruit de combustion à partir d'une mesure de pression cylindre, pour permettre la conception de moteur Diesel avec une qualité sonore satisfaisante pour les utilisateurs.

Ce manuscrit présente tout d'abord le contexte scientifique dans lequel s'inscrit cette étude, ce qui constitue une première partie composée de deux chapitres. Le premier traite du bruit de moteur Diesel, pour permettre aux lecteurs de suivre les travaux effectués. Les termes principaux ont été définis afin de bien comprendre ce qu'ils représentent. Ce chapitre explique la décomposition de ce bruit en deux sources (bruit de combustion et bruit mécanique) et l'intérêt de la perception sonore dans les moteurs Diesel. L'objectif étant d'optimiser l'extraction du bruit de combustion, il est important de présenter les caractéristiques de ce bruit et les diverses méthodes de séparation. Ceci permet de montrer que le spectrofiltre est un outil approprié pour isoler le bruit de combustion afin qu'il soit soumis à des études perceptives. Le second chapitre présente des mesures du filtre de Wiener effectuées sur banc d'essai permettant de décortiquer ce filtre pour en identifier les caractéristiques physiques. Le spectrofiltre demande un lourd traitement de données dépendant du point de fonctionnement pour être calculé. L'objectif consiste alors à définir un spectrofiltre commun, applicable en tout point de fonctionnement.

La seconde partie est alors consacrée au développement d'un filtre commun à partir d'estimations de filtres de Wiener. Un chapitre est développé pour vérifier, au moyen d'une expérimentation perceptive, que la substitution du filtre de Wiener par un autre spectrofiltre permet bien la synthèse d'un bruit de combustion. Ensuite, il est tenté de définir un filtre commun à partir d'une simple manipulation des filtres selon leur cohérence ou leur moyenne. Cela ne permet pas d'établir un filtre commun correct. Le spectrofiltre contient trop d'information qu'il faut trier. Pour cela, un nouveau chapitre repose sur l'analyse modale expérimentale des filtres. L'objectif est alors d'extraire l'information utile du spectrofiltre pour estimer un filtre commun. Cette étude se décompose en une analyse sur signal synthétique, pour maîtriser les méthodes d'analyse modale expérimentale et définir celles pouvant être efficaces sur le spectrofiltre. Les résultats obtenus s'accordent sur l'utilisation de la méthode ESPRIT, qui nécessite quelques optimisations pour être appliquée aux propriétés particulières du filtre de Wiener.

Les estimations de spectrofiltres obtenues doivent synthétiser des bruits de combustion. Afin de s'en assurer, une dernière partie traite des applications perceptives développées pour définir les caractéristiques d'un filtre commun. Un chapitre présente alors l'étude perceptive menée sur les estimations de spectrofiltre, à l'aide d'une expérience. Les résultats perceptifs confortent ceux issus du traitement numérique. Ils permettent aussi d'établir, dans un dernier chapitre, des caractéristiques physiques nécessaires au filtre commun. Il s'avère qu'un filtre de Wiener particulier correspond à ces attentes, et formerait un bon filtre commun.

Première partie

Contexte scientifique

Chapitre 1

Le bruit du moteur Diesel

Le moteur Diesel est une structure complexe qui a suscité un grand nombre de recherches en acoustique depuis le début du vingtième siècle. Priede établit un bref historique [Pri80] des problématiques sonores naissantes au fil des évolutions du moteur. Le moteur Diesel se distingue des autres moteurs à combustion interne par sa procédure d'allumage du mélange carburant-air. Ce mélange est injecté dans la chambre de combustion pour subir une compression importante, qui lui permet d'atteindre sa température d'auto-inflammation. Ainsi une combustion s'initie, entraînant une rapide et forte montée de pression dans la chambre de combustion. Dans les moteurs à injection directe, la chambre de combustion est creusée dans la partie supérieure du piston. Ainsi l'injection du mélange s'effectue directement dans le cylindre. Cette technique a tout d'abord été employée sur les moteurs de poids lourds, pour n'arriver que tardivement dans les années 90 dans le secteur automobile. Auparavant, les voitures étaient principalement équipées de moteur à injection indirecte, qui consiste à séparer la chambre de combustion du cylindre. L'injection du mélange s'opère alors dans la chambre de combustion, située dans la culasse, où la combustion est initiée. La montée de pression entraîne le déplacement du mélange dans la chambre du cylindre où la combustion se termine. Cette procédure est plus silencieuse qu'une injection directe, mais consomme plus de carburant, en raison de la perte de charge induite par le transfert du mélange. Pour des raisons de performances, les constructeurs automobiles ont donc appliqué le système d'injection directe aux véhicules légers, en incorporant de nouvelles technologies telles que les injections multiples et les systèmes de rampe commune. Leclère et al. [LPLG06] ont abordé les effets de ces technologies sur le bruit du moteur, et plus particulièrement sur le bruit de combustion.

Les moyens mis en œuvre pour réduire la consommation ont conduit à une augmentation des pressions de combustion, et donc à une augmentation du bruit moteur. Parallèlement, les constructeurs cherchent à réduire ce bruit, pour des raisons réglementaires (réduction des valeurs maximales de bruit extérieur) ou de compétition commerciale (exigence de plus en plus prononcée des clients pour le confort intérieur). Ce paradoxe montre qu'il est nécessaire d'atteindre une compréhension approfondie des mécanismes de génération du bruit moteur. Cela revient à identifier les sources vibroacoustiques prédominantes, telles que la combustion, ou encore les chocs causés par les parties mobiles. Ainsi une démarche efficace de contrôle du bruit peut être menée par modification structurale du moteur ou par action sur les sources. L'objectif principal d'une décomposition du bruit moteur en sources est alors d'établir une relation entre les paramètres de réglages et de conception du moteur avec le bruit perçu, afin d'intégrer cette relation dans la démarche de conception des moteurs. Ce type d'approche a déjà été adopté, par Usuda et al. [UON02], afin de maîtriser, puis réduire efficacement le bruit du moteur.

1.1 Sources de bruit

Lors de son fonctionnement, le moteur Diesel possède plusieurs points d'excitation, qui mettent la structure en vibration. Ces vibrations se propagent dans les composants du moteur jusqu'aux surfaces externes, qui génèrent du bruit en rayonnant. Le moteur Diesel est donc une structure riche en sources de signatures acoustiques spécifiques, mais dont les spectres se recouvrent souvent.

Beaucoup d'études [DGP82, Rus73, Rus82] ont été menées pour comprendre en détail les mécanismes de génération du bruit à partir du processus de combustion d'une part, et celui provenant des chocs des parties mobiles d'autre part. Plusieurs types de classification peuvent alors être adoptés : efforts de gaz (aérien) / efforts mécaniques (solidien), qui sépare les efforts selon leur nature ; ou efforts de combustion / efforts d'inertie, qui organise selon l'origine des phénomènes physiques.

Dans ces travaux l'objectif consiste à identifier les sources, il est donc préférable de classer les efforts par origine. Il apparaît alors assez naturel de décomposer le bruit moteur selon deux composantes principales : le bruit de combustion et le bruit mécanique.

1.1.1 Bruit de combustion

Dans le moteur Diesel, la combustion est l'origine d'un son sec et fort de claquement jugé bruyant. Un des pionniers à avoir établi une raison physique à cette constatation est Ricardo, dont les avancements sont présentés par Priede [Pri80]. Il constata que la rapide montée en pression des gaz dans la chambre de combustion produit sur la structure du moteur un bruit similaire à celui généré par un choc métallique. Les efforts de combustion ont pour origine l'inflammation du mélange air-gazole qui se traduit par une importante et brève montée en pression, ce qui leur confère une nature impulsionnelle.

Les efforts de combustion s'appliquent sur toutes les parois de la chambre de combustion, soit : la culasse, les parois du cylindre et le piston. Les vibrations générées se propagent alors dans la structure du moteur selon les différentes voies de transfert (abordées plus en détails dans la partie 1.2.2) jusqu'aux surfaces externes du groupe motopropulseur (GMP), composé du carter cylindre (aussi appelé bloc cylindre), de la culasse, du carter d'huile et de la boîte de vitesse. Ici le GMP sera succinctement présenté à partir des travaux de Leclère et al. [LPLG06], qui ont plus largement traité le sujet.

L'enveloppe du GMP représentent les surfaces rayonnantes du moteur en fonctionnement. Etant excité en plusieurs points, le GMP constitue une source acoustique complexe, qu'il est possible d'analyser par mesures en cellule semi-anéchoïque. Les grandeurs observées sont la pression acoustique et la puissance sonore. La pression constitue un indicateur local, puisque sa mesure dépend de la distance et de la position d'écoute par rapport au moteur, contrairement à la puissance. Les résultats sont donc généralement exploités selon la puissance acoustique. Cette dernière donne accès au coefficient de rayonnement, qui renseigne sur l'efficacité du rayonnement selon la fréquence. Il peut être perçu comme le rapport de la puissance acoustique sur la puissance mécanique de la source. Pour qu'une surface rayonne efficacement il est nécessaire que le facteur de rayonnement soit proche de 1. Quand les dimensions du moteur sont petites devant la longueur d'onde acoustique, le moteur commence à rayonner (coefficient faible). Compte tenu de la complexité de la structure le GMP est donc considéré rayonnant à partir de 250 Hz. Ainsi l'évolution du coefficient de rayonnement acoustique peut être estimée par les inertances (accélération/force). Ces dernières sont des fonctions de transfert entre un point de mesure vibratoire situé sur la surface du GMP, et un point d'excitation où est appliquée une force.

Le bruit de combustion est alors défini comme le bruit rayonné par la structure du

moteur en réponse aux efforts de combustion. Ce bruit constitue l'essentiel des travaux de thèse, il sera donc traité et approfondi tout au long du manuscrit.

1.1.2 Bruit mécanique

Définition

Hirano [HKUA99] décompose le bruit mécanique en deux parties : une dépendante et une indépendante de la charge. La partie dépendante se définit comme le bruit dont l'origine physique évolue avec la charge pour un régime fixé. Il comporte tous les chocs mécaniques liés au point de fonctionnement du moteur. Ainsi le bruit des injecteurs et du basculement de piston font partie du bruit mécanique dépendant de la charge, ainsi que le bruit du turbocompresseur. Le bruit mécanique indépendant de la charge correspond au bruit dont les processus physiques d'origine ne dépendent pas de la charge pour un régime fixé. Il englobe alors tous les sons restants, c'est à dire les bruits sans lien avec la combustion ou la charge, telles que les forces d'inertie, les pressions pulsées, la distribution, les circulations de fluides, etc..

Les pressions pulsées se définissent comme les ondes acoustiques générées par l'ouverture et la fermeture des soupapes. Ces ondes entraînent la vibration des lignes d'admission et d'échappement des gaz qui rayonnent. Un autre bruit est émis aux extrémités de ces conduits : le bruit de bouche. Comme l'actionnement des soupapes est régi par la rotation du moteur, les bruits induits par les pressions pulsées évoluent avec le régime moteur [Pru09].

Les forces d'inertie, illustrées en figure 1.1(b), résultent de l'opposition entre le déplacement alternatif de translation et de rotation des parties mobiles avec leurs inerties. Le processus d'origine s'explique par l'accélération et la décélération du piston et de la bielle qui produisent des forces externes sur le palier principal du vilebrequin et la chemise du cylindre. Ces forces dépendent donc des propriétés massiques et géométriques des pièces concernées (piston, bielle et vilebrequin) et du régime moteur. Elles peuvent être estimées analytiquement et sont quasi-sinusoidales [Lec03]. Dans [LPLG06], Leclère et al. étendent au cas d'un moteur multicylindre le calcul théorique de la dynamique d'un monocylindre effectué par Swoboda [Swo84]. Ce dernier admet une hypothèse simplificatrice consistant à partager la bielle en deux masses. Une d'elles est centrée sur la liaison piston-bielle et est nommée masse de tête de bielle, et l'autre est centrée sur la liaison bielle-vilebrequin, appelée masse de pied de bielle. La masse totale du système est alors perçue comme une masse alternative, qui comprend la masse du piston et celle de tête de bielle ; et une masse rotative, qui associe la masse de pied de bielle avec celle du vilebrequin. Les forces d'inertie sont uniquement induites par les masses alternatives. La totalité de ces efforts contribue fortement au bruit de bourdonnement, compris entre 20 et 200 Hz [Zhe07].

Le bruit des injecteurs est la superposition de multiples phénomènes impulsionsnels tels que l'activation et désactivation de l'actuateur, l'ouverture et fermeture de l'aiguille et les brefs déplacements fluides. Les hautes pressions d'injection amplifient ces bruits : les injecteurs subissent des forces de recul, qui se transmettent au bloc moteur. Ces forces sont similaires à des chocs mécaniques car elles sont brèves et intenses.

Les jeux de fonctionnement sont à l'origine de multiples impacts mécaniques produits entre les parties mobiles, comme observé par Russell [Rus73]. L'auteur a par exemple noté le cliquetis du pignon de distribution, la fermeture des injecteurs de carburant, et essentiellement le basculement du piston, qui concerne l'ensemble piston-bielle-vilebrequin, tel que représenté en figure 1.1(c). Cette prédominance s'explique par la position du piston qui subit les efforts d'inertie et de combustion, qui associés aux jeux de fonctionnement génèrent des chocs latéraux.

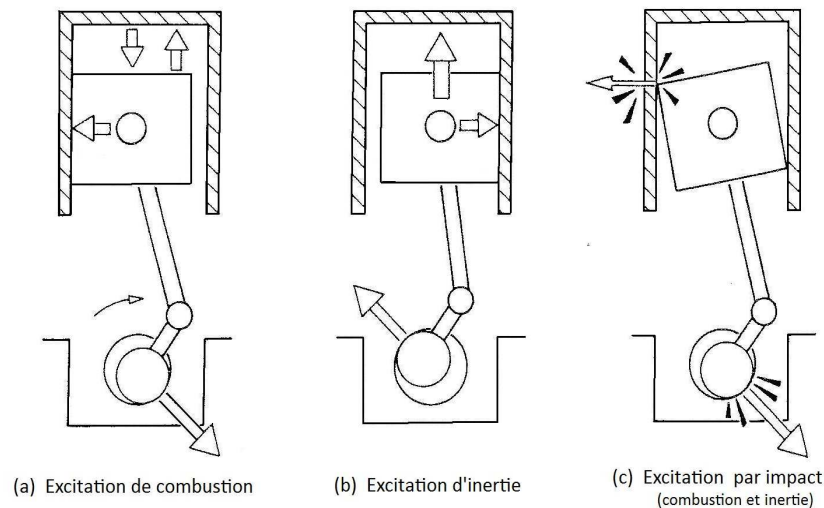


FIGURE 1.1 – Effets des forces de combustion et d’inertie sur les pièces moteur. Adapté de [DGP82]

Le basculement du piston est une composante importante du bruit mécanique, ce qui lui a valu d’être largement étudié [Pri80, Rus73, Rus82]. Il correspond aux impacts successifs du piston sur des côtés opposés du cylindre, comme illustré en figure 1.1. Chaque changement d’obliquité de la bielle provoque une inversion de la force latérale, existant entre le cylindre et le piston via le jeu provoquant un impact d’un coté puis d’un autre du cylindre [Ren05], d’où l’appellation basculement du piston. Le couple produit par la force de poussée du cylindre s’applique au centre de l’axe du piston, qui est décalé de son centre de gravité. Ainsi un mouvement de rotation du piston est généré en plus du mouvement de translation latérale [Rus73]. Il s’en suit que le nombre et la durée des mouvements entre le piston et le cylindre dépendent du rapport entre les forces de combustion et d’inertie. Bien que le déplacement du piston soit guidé au maximum par les segments, qui ont aussi un rôle important dans l’étanchéité et la lubrification, il reste néanmoins constamment un espace entre le piston et le cylindre. Cet espace peut être de l’ordre de 0.05 à 1.25 mm (selon la température), et est à l’origine de la génération d’impacts entre les deux parties [GC05]. Par conséquent l’effet de cet espace est important sur le bruit du basculement du piston, plus le jeu de fonctionnement augmente plus le choc du piston sera sévère [Ren05], expliquant la prédominance du basculement du piston au ralenti sur moteur froid. Furuhashi et Hirukawa [FH83] ont étudié l’effet de la température sur le claquement du moteur Diesel au ralenti. Ils ont constaté que le basculement du piston domine à froid jusqu’à 2 kHz, puisque l’espace de lubrification est plus important qu’en conditions normales de température. Cet espace ne peut être réduit à zéro car il est indispensable pour la lubrification permettant un bon déplacement du piston dans le cylindre.

Lalor et al. [LGT80] ont constaté que la force de basculement du piston est principalement régie par le régime du moteur. Les auteurs ont aussi déduit que la force verticale du piston au PMH influe sur l’intensité du bruit induit, et donc que les moteurs turbochargés possèdent un bruit mécanique plus important. Le basculement du piston est lié au changement d’obliquité de la bielle, qui se déroule à chaque point mort haut, soit au

moment de la combustion. Le basculement du piston se trouve donc synchronisé avec la combustion, ce qui rend difficile leur séparation par la méthode de cohérence utilisée par Russell [Rus82]. Afin de détruire cette cohérence il est nécessaire d'effectuer une moyenne sur une centaine de cycles mesurés pour un fonctionnement normal du moteur, puis d'appliquer un retard progressif du début de l'injection sur chaque nouvelle mesure. Toutefois cette technique demande une capacité de stockage trop importante pour être employée de manière usuelle.

Une approche plus concluante, menée par Renard [Ren05] consiste à jouer sur chacun des deux processus, par augmentation ou réduction de chaque source sonore de manière indépendante. Il modifie le jeu d'appariement entre le piston et la chemise pour obtenir un bruit de basculement de piston plus fort (espace plus grand) ou plus faible; et joue sur le système d'injection pour sévérer la combustion, ou la réduire par suppression d'un poste. Il constate alors que le choc du piston agit peu sur la culasse et les jupes, mais qu'il accroît les vibrations du bloc cylindre autour de 2 kHz, alors que la combustion n'agit qu'au dessus de cette fréquence.

Lien avec le bruit de combustion

La hiérarchisation employée dans ces travaux consiste à séparer le bruit du moteur en bruit de combustion et bruit mécanique, comme représenté en figure 1.2. Hirano [HKUA99] présente ce formalisme, qui a largement été utilisé [Rus82, EBDGS05, SLEB05]. Cette décomposition relie le bruit de combustion au bruit mécanique.

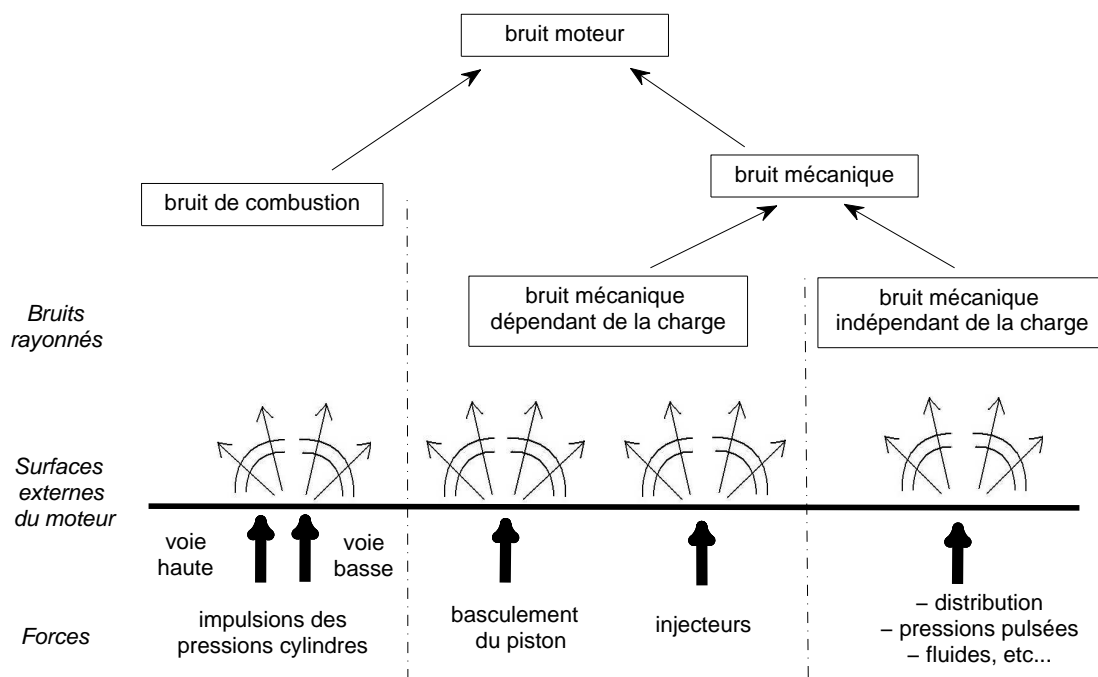


FIGURE 1.2 – Séparation du bruit moteur en deux sources principales : hiérachisation utilisée dans cette étude

Les travaux menés par Hirano [HKUA99] établissent les contributions sonores de chaque source en les isolant des autres. Pour cela, trois configurations sont utilisées : (a) moteur en fonctionnement normal, (b) suppression de l'ensemble piston-bielle avec fonctionnement de l'injection et entraînement du vilebrequin par une génératrice électrique,

et (c) extinction de l'injection et la distribution dans les conditions (b). Pour éteindre le bruit induit par l'injection dans la configuration (c), les cames de commande de soupape sont arrondies pour suspendre la commande des soupapes et la courroie de distribution est retirée pour modifier le fonctionnement de la pompe d'injection. Dans les cas (b) et (c) l'injection de carburant est récupérée grâce à l'introduction de plaques et de tuyaux en caoutchouc dans les cylindres. Ainsi un volume de carburant est introduit dans chaque configuration du moteur et des variations de charge peuvent être simulées en variant la quantité de gasoil injecté.

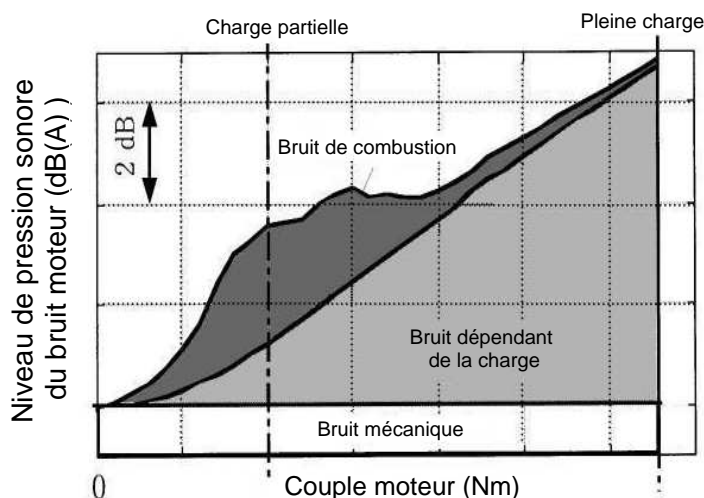


FIGURE 1.3 – Evolution des sources sonores en fonction de la charge. Adapté de [HKUA99]

Le bruit généré est mesuré pour chaque configuration, en faisant varier la charge dans un régime établi. Une comparaison des résultats (a) et (b) permet d'obtenir l'évolution du bruit de combustion avec la charge, présenté en figure 1.3. La configuration (c) confirme la partie du bruit mécanique indépendante de la charge, puisqu'elle reste constante selon l'accroissement de la charge. Pour obtenir la contribution du bruit mécanique qui évolue quasi proportionnellement à la charge, il faut comparer les résultats (b) et (c). Cela donne le bruit de l'injection, de la distribution et des pressions pulsées. Les bruits générés par chaque source sont sommés entre eux. Cette somme possède une allure identique à celle du bruit total réel, permettant de s'assurer que la totalité des bruits estimés est correcte. La figure 1.3 montre qu'à très faible charge, le bruit mécanique domine. Au fur et à mesure que la charge croît, le bruit de combustion prend de l'ampleur jusqu'à dominer le bruit moteur à charge partielle. Enfin à forte charge, le bruit mécanique dépendant de la charge prédomine largement les autres sources.

1.1.3 Perception sonore dans les moteurs Diesel

La gêne sonore induite par le moteur Diesel a fini par orienter les études acoustiques en perception. Une fois les mécanismes de génération de bruit connus, des méthodes de réduction sonore ont été élaborées. Afin de savoir si ces méthodes sont efficaces pour les utilisateurs, il a fallu mener des études perceptives, puisqu'une modification physique peut sembler bénéfique sur papier, mais s'avérer inefficace pour les utilisateurs. Cela s'explique par la différence entre signaux mesurés (objectivité) et signaux perçus (subjectivité). L'objectif global consiste alors à mieux comprendre la perception et la sensation du bruit

de moteur Diesel, pour identifier des paramètres physiques objectifs caractéristiques de ce bruit, qui par ajustement amélioreront la qualité sonore. Les expertises sont menées sur des véhicules courants des axes routiers (camion et voiture) aussi bien dans l'habitacle, pour répondre aux exigences des utilisateurs, qu'à l'extérieur du véhicule, pour satisfaire en grande partie les normes environnementales de limitation du bruit en ville.

En habitacle

Les analyses perceptives sont très variées et mettent en valeur des aspects différents. L'environnement possède une importance acoustique puisqu'il influe physiquement sur la propagation du son, mais aussi subjectivement sur l'interprétation des sons écoutés. Par exemple, une personne se situant dans l'habitacle d'un véhicule motorisé s'attend à entendre des bruits moteur. Ainsi des travaux aux finalités différentes vont être présentés dans cette partie, avec en commun leur application sur des bruits d'habitacle de véhicules Diesel.

Nosulenko et al. [NPS00] s'intéressent à la préférence des clients face aux bruits émis par différents moteurs Diesel, sept au total, fonctionnant au ralenti. Les sons sont enregistrés avec un mannequin acoustique, installé à la place du conducteur dans une automobile. Le test perceptif porte sur les verbalisations de trois groupes d'auditeurs : des 'spécialistes' de l'acoustique travaillant dans l'entreprise automobile, des 'naïfs' qui sont des employés de la même entreprise mais hors secteur acoustique, et enfin des utilisateurs. Les résultats de préférence sont très proches pour tous les groupes, ce qui signifie que les préférences des clients peuvent être connues en interrogeant n'importe quel type de personnes. Toutefois, l'analyse des verbalisations montre une nette différence dans les critères de choix de la préférence. Par exemple, les 'spécialistes' se concentrent plus sur la perception acoustique et utilisent le terme de 'claquement' et jamais 'vibration'. A l'inverse des autres groupes qui établissent une distinction entre les deux termes, se réfèrent à une perception polysensorielle.

Une tout autre approche est adoptée par Schiffbänker et al. [SBT91]. Ils cherchent à obtenir des critères physiques pour décrire objectivement les impressions subjectives induites par l'écoute de bruit automobile, pour un sujet placé du côté passager avant. Pour cela des comparaisons par paire sont appliquées sur des bruits de moteurs Diesel et essence de 1 à 12 L et de 1 à 6 cylindres. Les résultats sont exploités selon une méthode sophistiquée. Cette méthode consiste en une analyse multidimensionnelle couplée à une analyse en composantes principales, puis une sélection pas à pas pour sélectionner les paramètres physiques et une régression multiple pour définir un indice global représentatif de la gêne subjective. Les critères physiques extraits par cette méthode sont la sonie, la périodicité, la rugosité, l'acuité et l'impulsivité, points clairement représentatifs du bruit de moteur Diesel. Une fonction liant tous ces paramètres permet de définir un indice global de gêne, utile pour séparer les bruits de moteur possédant un niveau en dB(A) identique. Cet indice permet aussi de prédire la qualité sonore de mesures effectuées avec un mannequin acoustique. Il est nécessaire de noter qu'une réduction du niveau en dB(A) n'implique pas toujours une amélioration de la qualité sonore, mais peut simplement être liée à la détérioration d'un attribut sonore subjectif.

Certains s'intéressent au bruit intérieur de camion, tels que Nykänen et al. [NJSJ11] qui utilisent des enregistrements joués au haut parleur. Leur approche est particulière, car ils s'intéressent à définir l'influence de la résolution fréquentielle des auralisations pour avoir une équivalence perceptive aux mesures avec mannequin acoustique. Pour cela les auralisations sont obtenues à partir de la fonction de transfert binaurale appliquée aux signaux acquis au microphone. La fonction de transfert binaurale est mesurée entre le microphone, placé à côté du haut parleur, et la tête artificielle installée dans la cabine.

Le signal de référence est celui obtenu par le mannequin acoustique, et les auralisations sont les stimuli. Certaines sont conventionnellement calculées, les autres subissent des modifications : baisse de la résolution fréquentielle, lissage avec un filtre moyenneur avec une largeur de bande absolue, ou relative. Les auditeurs doivent évaluer les stimuli selon leur différence sur une échelle graduée. Les auteurs obtiennent des résultats concluant sur les limites de lissage et de résolution pour obtenir des auralisations similaires en qualité sonore aux signaux mesurés par mannequin acoustique.

La question posée par Nykänen et al. [NJSJ11] est similaire à celle établie dans la suite de cette thèse, mais sur des bruits moteur. Le bruit de combustion est obtenu par filtrage de la pression cylindre. Une étude perceptive sera développée pour définir la similarité entre les bruits de combustion calculés conventionnellement et ceux obtenus à partir de filtres estimés. Ceci revient donc à établir des conditions de synthèse du bruit permettant d'obtenir des sons de qualité sonore équivalente aux sons conventionnels.

Etude du bruit moteur hors habitacle

L'intérêt de travailler hors habitacle est de réduire les nuisances sonores pour l'environnement alentour, mais aussi de tenter d'identifier les paramètres physiques générant des caractéristiques sonores gênantes. Dans ce cas, l'idée revient à chercher à la source les attributs sonores à corriger sur la source directement.

Une première approche confronte classiquement le moteur Diesel au moteur essence. Patsouras et al. [PFPP02], convaincus qu'un traitement du son est utile sur le moteur Diesel, analysent le type de filtrage nécessaire pour obtenir un bruit Diesel de qualité sonore équivalente à celle du bruit de moteur essence. Pour y parvenir, trois bruits moteur au ralenti (un essence, un Diesel avec réglage de fonctionnement standard et un autre Diesel avec un réglage sévéré) sont enregistrés par mannequin acoustique. Les bruits de moteur Diesel sont soumis à plusieurs filtres d'atténuation : gain de 3 à 15 dB par pas de 3dB, largeur de bande de 1 à 5 kHz ou sur tout le spectre. Deux expérimentations perceptives sont conduites : une entre les deux réglages de fonctionnement de moteur Diesel, et une entre les stimuli Diesel standard et les bruits du moteur essence. Deux procédures sont employées : comparaison par paires et accès aléatoire. Les résultats confirment que le réglage sévéré du moteur Diesel doit être modifié pour parvenir à une qualité sonore similaire à celle en réglage standard. Une idée des traitements d'atténuation à accomplir sur moteur Diesel se dessinent : une atténuation de 9, 12 ou 15 dB entre 1 et 5 kHz est essentiellement évaluée pire en terme de qualité sonore qu'une atténuation minimale de 3 dB sur tout le spectre.

Afin de comprendre plus en détails la gêne occasionnée par le bruit Diesel, Kuroda et Fujii [KF88] se sont penchés sur le bruit de grognement. Leur étude conclut que ce bruit est bien généré par le mouvement du vilebrequin, et plus exactement de ces paliers. Ainsi une augmentation de la raideur du vilebrequin réduirait ce bruit, puisque les mouvements des paliers seraient affaiblis, compte tenu de la déformation réduite du vilebrequin.

Lorsqu'il est nécessaire de quantifier l'estimation subjective du bruit, la pondération A ne suffit pas. Une idée originale, développée par Russell et al. [RWY87], consiste à demander aux auditeurs d'évaluer la préférence, et non la gêne, éprouvée à l'écoute de bruits Diesel. L'objectif étant d'identifier les paramètres physiques influant sur la sensation subjective, une procédure originale est mise en œuvre. Suite à l'écoute d'un stimuli, le sujet est invité à modifier des attributs sonores du stimuli jusqu'à ce qu'il juge le son agréable, sans avoir connaissance des attributs modifiés. Par cette technique, les auditeurs n'effectuent pas de tâches répétitives, pouvant être lassantes et impliquée une perte de concentration. Si des spécialistes en acoustique effectuent le test, leurs connaissances ne peuvent altérer leur jugement car il ne sont informés en rien des changements qu'il effec-

tuent sur les sons. Cette procédure permet donc de s'affranchir du choix des auditeurs. Les difficultés de réalisation de cette expérimentation sont de définir préalablement les attributs sonores qui puissent agir sur la sensation subjective ; mais aussi de corriger le niveau sonore des stimuli après chaque modification d'un caractère sonore. Les résultats démontrent que les sujets évaluent les composantes impulsives et hautes fréquences comme les moins agréables.

La relation entre les paramètres physiques d'un bruit et la gêne occasionnée n'est pas linéaire. Chaque attribut sonore possède une influence différente sur le jugement global d'un individu. Ainsi la description objective de la sensation subjective du bruit de moteur Diesel a été le fruit de plusieurs travaux [HGRS91, SM99, LB99]. La technique employée pour y parvenir est différente pour tous.

Lamotte et Beguet [LB99] tiennent compte de la capacité humaine à séparer spatialement les sources, en enregistrant des signaux avec des multi-capteurs, plutôt qu'avec un mannequin acoustique. Leur objectif consiste à extraire des indicateurs de la qualité sonore à partir des signaux acoustiques de moteur. Ainsi ces travaux sont plus orientés sur le bruit du basculement du piston, puisque ce mouvement est peu variable dans le moteur en fonctionnement. Il a été conclu que la rugosité détermine une partie de la gêne induite par des variations de niveau. Un autre paramètre est introduit, 'l'équilibrage du choc', qui quantifie la différence entre les basculements de piston entre chaque cylindre.

Hussain et al. [HGRS91] appliquent une comparaison par paire pour évaluer le plaisir d'écoute des sons. Les stimuli sont égalisés en niveau dB(A) pour supprimer les différences de sonie et permettre à l'auditeur puisse d'évaluer pleinement d'autres aspects gênants. Les résultats sont exploités par construction d'une matrice de préférence, qui par analyse de régression multiple conduit à l'identification de critères physiques : la sonie, l'impulsivité, l'acuité et la périodicité. Ces derniers sont pondérés par leur coefficient de régression et reliés pour définir un indice de gêne, utile pour comparer les bruits moteur tout en respectant leurs caractéristiques respectives. Il est vérifié que cet indice est fortement corrélé à la notation subjective des auditeurs.

Les études précédentes concernent les automobiles, alors que Sato et Miura [SM99] traitent du bruit de moteur camion au ralenti. L'intérêt porte sur l'évaluation de la qualité sonore pour satisfaire une demande d'harmonisation du bruit de camion avec le paysage sonore environnemental. Leur procédure consiste alors en l'évaluation d'un son par 17 paires d'adjectifs, constituant des termes d'évaluation sensorielle de la qualité sonore. Il a été observé qu'une sélection statistique des sujets capables d'évaluer la qualité sonore est nécessaire pour obtenir des résultats fiables. L'analyse en composantes principales aboutit à distinguer deux valeurs, la première correspondant au confort, et la seconde à la puissance. Des grandeurs physiques sont ensuite identifiées pour représenter ces notions. Le confort se caractérise par le facteur de crête, le niveau et le rapport des éléments hautes fréquences. La puissance peut être quantifiée par la sonie.

De manière générale, des paramètres physiques (sonie, rugosité, impulsivité, voire acuité) du bruit moteur Diesel peuvent donc être utilisés pour définir un indice de gêne, qui permette de quantifier la sensation subjective d'un individu.

Etude des sources du bruit moteur

L'analyse perceptive d'une ou plusieurs sources du bruit de moteur Diesel, reste une voie d'investigation peu explorée. Ceci semble en contradiction avec la forte volonté de séparer les sources pour mieux les comprendre, et en finalité pouvoir réduire le bruit émis par le moteur.

Cette voie commence à se développer ces dernières années, notamment avec les travaux de Sauvage et al. [SLB⁺12]. Leur étude porte aussi sur le bruit de combustion, isolé par

application d'un filtre de Wiener sur les signaux de pression cylindre. Cette démarche est celle adoptée dans cette thèse. Toutefois les similitudes s'arrêtent là. Sauvage et al. [SLB⁺12] n'utilisent pas exactement le même filtre de Wiener (leur intervalle de définition s'étend jusqu'à 7kHz). Les auteurs créent leur stimuli en modifiant le gain d'un ou plusieurs cylindres. Ainsi un bruit de combustion conventionnel (gains égaux pour tous les cylindres) sera évalué avec un bruit dont le premier cylindre dominera, ou alors dont les deux premiers cylindres seront atténués. Les résultats du test de dissimilarité avec échelle graduée, sont obtenus par une analyse multidimensionnelle. Le premier axe identifié représente la sonie, évidente compte tenu de la variation des niveaux sonores des cylindres. Bien que les bruits finaux aient été égalisés en niveau dB(A), la sonie est différente lorsqu'un ou plusieurs cylindres sont atténués. Le second axe correspond à l'émergence du claquement, grandeur physique caractéristique du bruit de combustion d'un moteur Diesel.

L'approche adoptée par la suite dans ce manuscrit consiste à évaluer l'influence des conditions d'estimation du filtre sur la perception des bruits de combustion synthétisés. Aucune étude à ce sujet n'est disponible dans la littérature. Les recherches menés dans ce manuscrit regroupent les travaux de Nykänen et al. [NJSJ11] sur l'effet perceptif de la résolution fréquentielle, avec ceux de Sauvage et al. [SLB⁺12] sur le bruit de combustion.

1.2 Caractéristiques du bruit de combustion

Priede [Pri80] établit un historique des études acoustiques selon les évolutions et inventions menées sur le moteur. Il s'en dégage que l'essentiel des travaux porte sur l'identification et la compréhension du bruit de combustion, et la relation qu'il entretient avec le bruit mécanique. La combustion est une excitation, dont la grandeur physique associée est la pression cylindre. Ainsi il semble utile d'analyser les signaux de pression cylindre pour identifier des caractéristiques du bruit de combustion. Les vibrations générées par la combustion se propagent ensuite dans le GMP, jusqu'aux surfaces externes du moteur qui rayonnent. Pour maîtriser le bruit de combustion il est donc nécessaire d'étudier le transfert de la combustion.

1.2.1 Excitation : la pression cylindre

Suite à l'observation de Ricardo sur le bruit de combustion, présentée par Priede [Pri80], les premières études sonores se sont principalement orientées vers la pression cylindre. Le processus physique générant la combustion est l'importante montée en pression, qui permet d'atteindre la température d'auto-inflammation du mélange. Il en découle que l'analyse de la pression cylindre pourrait permettre d'estimer le bruit de combustion. Cette grandeur physique se mesure généralement avec un capteur de pression, placé au niveau de la culasse pour observer les variations de pression dans la chambre de combustion.

Dans un premier temps, les recherches portent sur l'évolution temporelle de la pression cylindre. L'objectif consiste à établir les effets qu'elle peut engendrer sur la génération de vibrations dans le moteur, et donc sur le bruit émis.

L'observation des effets de la combustion sur la structure peut être menée par une technique simple, qui consiste à simuler la combustion par l'allumage d'un gaz explosif dans la chambre de combustion. Cette technique, appelée 'banger method' en anglais, s'applique sur le moteur à l'arrêt, permettant alors d'étudier le bruit de combustion. Cette procédure a été utilisée dans de nombreux travaux [HSTU81, Koj89], essentiellement pour identifier des voies de passage de la combustion, traité en partie 1.2.2. Une méthode similaire développée par Dixon et al. [DGP82] remplace l'excitation de combustion, générée par la combustion des gaz, par une pression hydraulique, toujours appliquée sur un moteur à l'arrêt. Cette substitution permet d'observer le comportement vibratoire de la structure

du moteur sans inflammation des gaz. Un système de pré-charge est utilisé pour reproduire le plus justement possible la forte et brève montée de pression. Cette technique a l'avantage d'autoriser une fiabilité et une reproductibilité des mesures ainsi qu'une grande facilité pour faire varier la pression. Il est alors possible de simuler une pré-combustion par réglage de la pression hydraulique. Le niveau atteint n'est jamais aussi important que pour une explosion de gaz. Afin d'obtenir des résultats du même ordre de grandeur que ceux du moteur en fonctionnement, une correction linéaire est apportée suite à des mesures de niveau de vibrations. Les expériences amènent les auteurs à découvrir que la pression cylindre du moteur en fonctionnement peut être décomposée en deux parties : une variation relativement lente due à la compression mécanique des gaz, et une plus rapide engendrée par la combustion des gaz. Ils en déduisent aussi que le bruit de combustion rayonné dépend bien de la forme de la pression (rapide montée), mais pas seulement. La pression génère une charge qui s'applique à la structure du moteur, une modification de la pression (en amplitude par exemple) engendre donc une modification de la réponse de la structure, soit une modification du bruit de combustion généré. Les essais mis en oeuvre sur les quatre cylindres, avec un déroulement analogue au moteur en fonctionnement, montrent qu'ils sont tous excités de manière identique car les allures des réponses sont similaires. En ce qui concerne la réponse du moteur, les courbes obtenues avec la pression hydraulique sont très similaires dans les fréquences de prédominance de la combustion, soit environ entre 700 et 1000 Hz.

Une autre approche, utilisée par Tung et al. [TC82], consiste à analyser les propriétés des dérivées de la pression cylindre avec son évolution temporelle puis fréquentielle. La dérivée première représente la vitesse de montée en pression, la seconde, l'accélération de montée en pression. Il est observé que les propriétés (amplitude, forme) de la pression cylindre en temps varient selon le régime et le couple moteur. De plus, l'amplitude du spectre de pression cylindre est régie par le maximum de pression en dessous de 300 Hz, le maximum de vitesse de montée en pression entre 300 et 2000 Hz, et l'accélération de montée en pression au dessus de 2 kHz. Il en ressort que la dérivée seconde de la pression cylindre s'annonce comme un facteur prédominant. Cependant elle varie fortement entre chaque cycle et n'est par conséquent pas fiable pour prédire le bruit de combustion.

Priede [Pri80] conclut, à partir de travaux d'autres auteurs qu'il présente, que les vibrations des éléments de la structure responsables de bruits prédominants sont principalement contrôlées par les propriétés de la pression cylindre. Pour cela, il est admis que le moteur est assimilé à un système de transmission linéaire de l'excitation générée par la pression. Il est observé qu'une modification du système de combustion, qui revient à une forme de pression cylindre différente (plus ou moins lissée, par exemple) influe sur le bruit émis. Une corrélation s'établit alors entre le spectre de pression et celui du son mesuré. Des modèles sont alors développés pour prédire la combustion ou estimer les événements des chambres de combustion.

Bien qu'il soit difficile d'estimer théoriquement et expérimentalement la pression des gaz de combustion distribuée au travers de la chambre, Hickling [HFS79] a clairement explicité les phénomènes de cavité de la chambre de combustion. Ces derniers se décomposent en deux modes : un circonférentiel et un radial. Les phénomènes de cavité dépendent de la température dans la chambre de combustion. Cet effet thermique a été noté par Murayama et al. [MKS76], qui établissent une approche numérique entre le bruit de combustion et les caractéristiques fréquentielles de la pression cylindre en tenant compte de la chaleur émise. Les auteurs estiment le bruit de combustion à partir de la courbe de vitesse de combustion, et constatent que le taux de chaleur émis par la combustion peut alors être utilisé pour optimiser l'émission sonore.

L'injection directe est de nos jours la plus communément utilisée. Trois types d'injection directe existent : la technique classique possède une pression d'injection de 100 à

200 bars, la technologie à rampe commune développe de 1000 à 2000 bars, et le système injecteur-pompe monte au dessus de 2000 bars. La pression d'injection du carburant est importante car elle conditionne la violence de la combustion, et donc le bruit de combustion. Plus la pression est forte, plus le gazole est vaporisé en fines gouttelettes, ce qui homogénéise le mélange avec l'air et optimise la combustion. Le réglage de l'injection principale par rapport au point mort haut (PMH), appelé calage de combustion, doit être réglé avec soin. Un retard de calage applique une injection de carburant sur la phase de détente, ce qui provoque une réduction du bruit de combustion [LPLG06] ; à l'inverse, une injection principale avancée amplifie le bruit de combustion [Rus73].

Plusieurs procédés ont été développés pour améliorer le contrôle de l'injection directe. Les injecteurs pompes comportent une partie 'pompe' qui permet d'assurer une autonomie de pompage du carburant pour chaque cylindre, et de réduire le volume de mise en haute pression du carburant. L'injection Diesel rampe commune sépare la génération de hautes pressions, réalisée à l'aide d'une pompe haute pression, et l'injection, mise en oeuvre par les injecteurs. Tous les injecteurs sont alimentés par un réservoir haute pression, permettant ainsi de commander des injections multiples. Afin d'atténuer le bruit de combustion, une ou plusieurs injections pilotes, aussi appelées préinjections, sont réalisées avant l'injection principale. Elles consistent à introduire une très petite quantité de carburant pendant la phase de compression. L'intérêt est d'accroître la pression et la température dans la chambre de combustion pour favoriser l'auto-allumage engendré par l'injection principale. Le délai d'auto-inflammation est donc réduit, et l'augmentation de pression cylindre est moins brutale puisque la combustion se déroule plus graduellement.

1.2.2 Réponse de la structure : voies de transfert et rayonnement

Identification relative de voies de transfert

Pour reprendre de manière succincte tout ce qui a été présenté préalablement, le système de génération du bruit peut être séparé en trois phases principales : la source, telle que la combustion ou le basculement de piston ; le transfert par les voies de passage (piston, bielle, etc..) ; et enfin la vibration et le rayonnement des surfaces externes qui génère du bruit. Afin d'observer les effets issus de la combustion seulement, Kojima [Koj89] a utilisé la technique 'banger method' pour exciter la structure. Il redémontre que l'atténuation de structure exprime bien la relation entre la pression cylindre et la pression acoustique du bruit de combustion. Toutefois, il préfère travailler en puissance. Ainsi il considère le coef i transmission-rayonnement (TRC) au lieu de l'atténuation de structure, ce qui aboutit à l'égalité (1.1) entre la puissance sonore rayonnée par la combustion (Wb) et le produit entre le TRC et la puissance de l'impact de combustion (Wc).

$$Wb = TRC \times Wc \quad (1.1)$$

La puissance de l'impact de combustion est calculée à partir du niveau de pression cylindre (L_{cp}) et l'aire de la surface interne de la chambre de combustion (Ac) par la relation (1.2).

$$Wc = 10^{\frac{L_{cp}}{10}} \times Ac \times 10^{-12} \quad (1.2)$$

La puissance sonore rayonnée par la combustion est obtenue à partir de la même relation (1.2), appliquée à la moyenne du niveau de pression sonore et l'aire de la surface de mesure du bruit.

Les voies de transfert des forces de combustion peuvent être séparées en trois [KOY90] :
 – la voie haute (ou supérieure), qui concerne la culasse ;

- la voie transversale, qui agit de la chemise au bloc cylindre ;
- la voie basse (ou verticale), qui passe du piston à la bielle jusqu’au vilebrequin pour atteindre le bloc cylindre.

Il est à noter qu’une voie supplémentaire peut être identifiée. Dans ce cas, la voie transversale se partage en deux : une partie supérieure transmettant l’impact de combustion directement à la chemise du cylindre, et une autre partie représentant la force transmise au cylindre par le piston. Cette décomposition a été étudiée par Kojima [Koj89] en introduisant un isolant en caoutchouc autour de la tête du piston afin d’annuler la transmission entre le piston et la chemise. Cette configuration correspond au schéma B de la figure 1.4. En comparant les résultats obtenus dans cette configuration avec ceux en fonctionnement normal du moteur (configuration A de la figure 1.4) il est possible de caractériser le transfert direct de la combustion sur le cylindre. En effet, il est difficile d’analyser les voies de passage sur un moteur fonctionnant en conditions normales. D’autres techniques ont été développées pour identifier ces voies de passage. Russell [Rus82] y parvient par modification du temps de calage de l’injection, ainsi qu’en jouant sur la préinjection. Renard [Ren05] a plus spécifiquement travaillé sur le lien entre le basculement du piston et la combustion au niveau des voies de transfert. Ces deux phénomènes sont liés (cf. partie 1.1.2), mais appartiennent à deux sources sonores différentes, il est donc possible de distinguer leur transmission dans la structure.

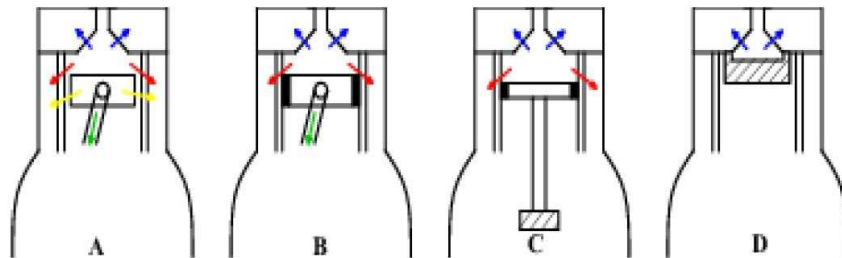


FIGURE 1.4 – Schémas de montages expérimentaux utilisés pour la caractérisation des voies de transfert de la combustion. Extrait de [Ren05]

Dixon et al. [DGP82] observent plus particulièrement les transmissions de la combustion par voie basse avec un système d’excitation hydraulique, technique en partie reprise par Kanda et al. [KOY90]. Ces derniers étudient les configurations A, C et D de la figure 1.4. Elles correspondent respectivement au moteur en fonctionnement normal, au remplacement du piston par un piston factice et à l’excitation de la voie haute par la culasse uniquement. La configuration D permet d’observer la voie haute (flèches bleues), puis une comparaison des cas C-D permet d’obtenir les contributions de la voie transversale agissant directement sur la chemise (flèches rouges). Enfin la voie basse (flèches vertes) englobant les effets du basculement du piston (flèches jaunes) est analysée par confrontation des résultats obtenus par A-C. Toutefois, une attention particulière est portée au bruit du choc de piston, transmis à l’aide d’un système hydraulique par deux voies : de la chemise au bloc cylindre, et du piston par la bielle jusqu’au bloc cylindre via le vilebrequin. Contrairement aux forces de combustion, les forces du basculement apparaissent plusieurs fois par cycle. Les deux voies possèdent donc globalement les mêmes contributions, mais à des temps d’impacts isolés les contributions varient. De manière générale, la plupart des forces de combustion sont transmises au vilebrequin et au palier principal par la bielle.

Une autre technique, présentée par Russell [Rus73], a aussi conduit à l’observation

des voies de passage de la combustion. Sachant que le piston et la culasse sont soumis à des impulsions importantes de pression, riches en harmoniques, il est alors supposé que ces pièces, ainsi que le reste de la structure du moteur, répondent comme un système dynamique avec de multiples résonances. Pour observer l'action des forces de combustion sur le piston et la culasse, elles sont simulées séparément. Un piston factice est placé dans le cylindre, connecté à un haut parleur acoustique pour exciter la culasse. Dans un second temps, un pot vibrant est fixé sur la face de combustion du piston, avec puis sans lien avec la bielle, pour observer les différentes voies de transfert. La sommation des réponses de la structure pour les deux stimuli (haut-parleur et pot vibrant) est très proche de la réponse totale de la structure du moteur en fonctionnement. Le test de déconnexion de la liaison bielle-piston montre que l'ensemble piston-bielle-vilebrequin a une résonance longitudinale, qui est responsable de l'augmentation de la réponse du moteur aux forces vibratoires appliquées au piston. De plus il est observé que la fréquence naturelle de l'ensemble piston-bielle se situe autour de 3 kHz.

D'autres études [SPD90, TMB⁺00, Ren05] se sont intéressées à la réaction du palier, puisque l'interaction vilebrequin-paliers est une voie de passage sonore importante. Schaberg et al. [SPD90] comparent les caractéristiques de bruits issus de deux systèmes de combustion différents (Diesel et essence) pour obtenir une meilleure compréhension du phénomène. Ils remarquent que la cause du claquement est la combustion spontanée d'un volume significatif de mélange air-carburant produisant une montée de pression instantanée dans la chambre de combustion. Les auteurs observent que les vibrations axiales du palier sont dominantes pour différents types de moteurs. L'interaction entre le vilebrequin et les paliers est en grande partie causée par les vibrations transitoires axiales, issues des forces appliquées sur le piston se transmettant par la bielle au vilebrequin et aux tourillons, qui agissent sur les paliers. Cette constatation est aussi faite par Tinaut et al. [TMB⁺00] en mesurant les charges appliquées aux paliers. De toutes les approches présentées ci-dessus, il ressort que la voie basse domine entre 1.6 et 2.5 kHz.

Atténuation de structure

Le spectre de pression cylindre fournit des informations sur les caractéristiques acoustiques de la combustion. De cette observation, Austen et Priede [AT58] ont eu l'idée d'observer une quantité appelée 'atténuation de structure' qu'ils utilisent comme une mesure du caractère bruyant de la structure du moteur. Cette quantité, appelée ici SA (*Structural Attenuation*), se définit en décibels comme la différence (1.3) entre le niveau de pression cylindre CP (*Cylinder Pressure*) et le niveau de pression sonore SPL (*Sound Pressure Level*).

$$SA(f) = CP(f) - SPL(f) \text{ (en dB)} \quad (1.3)$$

Cette relation sera largement utilisée par la suite et approfondie, notamment par Russell [Rus82]. L'auteur établit une première approximation où il procède à des mesures pour différents temps de calage de l'injection. Il définit l'atténuation de structure par tiers d'octave comme la différence entre le spectre de pression cylindre pour le temps d'injection le plus avancé, moins le spectre du bruit moteur mesuré. Toutefois cette technique ne permet pas d'obtenir des estimations de bruit de combustion et de bruit mécanique correctes. Une autre approche est alors adoptée. Russell [Rus82] a noté que lorsque l'injection principale possède un temps de calage très avancé le bruit émis par la combustion domine dans le bruit moteur. A l'inverse, pour un temps de calage retardé, le bruit moteur mesuré est dominé par le bruit mécanique. Ainsi l'auteur trouve pertinent de remplacer le spectre du bruit du moteur mesuré (SPL) de la formule (1.3) par la différence entre le spectre de bruit pour le temps d'injection principale le plus avancé (SPL_a) et celui du

calage le plus retardé (SPL_r). Ainsi le spectre de bruit considéré contient essentiellement les contributions sonores de la combustion. Il est ensuite retranché au spectre de pression cylindre d'injection la plus avancée (CP_a) pour obtenir une atténuation de structure de formule (1.4) représentative de la réponse du GMP aux excitations de combustion. Avec cette méthode, la séparation du bruit de combustion et du bruit mécanique est réussie.

$$SA(f) = CP_a(f) - [SPL_a(f) - SPL_r(f)] \text{ (en dB)} \quad (1.4)$$

L'auteur remarque ensuite que l'atténuation de structure est analogue à l'inverse d'une fonction de transfert. Il détermine alors la réponse de la structure pour observer la transmission des vibrations, induites par la combustion, jusqu'au rayonnement acoustique.

Le spectre du bruit de combustion est obtenu par multiplication du spectre de pression cylindre avec la réponse de structure. Le bruit de combustion (SPL_{BC}) s'exprime alors comme la somme (1.5) entre le niveau de pression cylindre (CP) et le niveau en décibels de la réponse de la structure. La pondération A est souvent appliquée à la réponse de la structure pour estimer le bruit de combustion perçu par l'oreille humaine, qui s'exprime en dB(A) (1.6).

$$SPL_{BC}(f) = CP(f) - SA(f) \text{ (en dB)} \quad (1.5)$$

$$SPL_{BC}(f) = CP(f) - SA(f) + A \text{ (en dB(A))} \quad (1.6)$$

Russell [Rus82] mesure la réponse de structure pour plusieurs moteurs dans des conditions identiques et aperçoit une grande similarité entre les courbes. Il a donc été mis au point un filtre électronique simulant la réponse moyenne de la structure pour des mesures comparatives de bruit de combustion. Ainsi est né le Combustion Noise Meter (CNM), qui repose sur la mesure des signaux de pression cylindre. Ces signaux sont ensuite filtrés par une atténuation de structure standard et un filtre de pondération A. La valeur RMS de l'énergie des signaux obtenus par ce traitement donne l'indice CNM, qui est une information relative donnée pour un point de mesure.

Cet appareil a été étudié par Reinhart [Rei87] pour des temps d'injection différents sur deux moteurs Diesel, un turbocompressé et un atmosphérique à injection indirect. Les résultats montrent que le temps d'injection influe sur le bruit de combustion : plus il est retardé, moins le bruit de combustion domine. Ainsi le CNM est plus généralement utilisé pour comparer des niveaux de bruit de combustion dans différentes conditions de fonctionnement du moteur, car il ne permet pas une quantification précise du bruit de combustion. De plus il n'est utilisable que pour certains types de moteur.

1.3 Isolement du bruit de combustion

Le moteur Diesel appartenant à la catégorie des machines tournantes, les vibrations qu'il génère sont cyclostationnaires. Toutefois, la vitesse de rotation du moteur n'est pas constante, et ces variations compliquent l'utilisation de la cyclostationnarité [Ant09]. Un autre point problématique pour séparer les sources concerne la simultanéité des différents phénomènes transitoires, ainsi que leur recouvrement spectral.

1.3.1 Méthode de séparation du bruit de combustion

Lorsque le moteur est en fonctionnement, il est très difficile de quantifier le bruit de combustion. A l'inverse, il est possible d'estimer le bruit mécanique en entraînant le vilebrequin par un moteur électrique annexe, afin de supprimer la combustion. Il est donc

possible d'estimer le bruit de combustion en ôtant le bruit mécanique du bruit moteur. Cette approche ne peut être utilisée pour prédire le comportement du bruit de combustion à différents réglages moteur, de part sa faible précision.

Il a été vu en partie 1.2.2 que la contribution du bruit de combustion peut être estimée en utilisant l'atténuation de structure. Pour que cette technique soit efficace, il faut que la courbe d'atténuation soit représentative de la structure du moteur concerné. En effet, il existe des courbes standard établies à partir de la moyenne de courbes de plusieurs moteurs aux propriétés proches. Compte tenu de ce point, Lee et al. [LBS09] ont observé que les courbes d'atténuation de structure doivent régulièrement être actualisées pour correspondre aux moteurs modernes.

Pour extraire plus justement le bruit de combustion, deux catégories principales de méthodes existent : celles supervisées, et celles non supervisées. Les méthodes supervisées reposent sur le principe que les informations de chaque source sonore sont connues et maîtrisées, pouvant ainsi être exploités pour prédire le bruit émis. A l'inverse, les méthodes non supervisées sont utilisées lorsqu'il est impossible d'obtenir des informations sur les sources, qui sont alors substituées par des hypothèses statistiques.

Méthodes non supervisées

Les méthodes non supervisées, ne possédant pas de connaissance physique des sources, reposent sur des hypothèses statistiques des signaux de mesure, aussi appelés signaux d'observation. Ainsi elles ne peuvent utiliser un signal de référence, mais supposent que les sources sont mutuellement indépendantes entre elles. Ces méthodes se décomposent en deux grandes classes : les méthodes dites 'aveugles' (BSS, *Blind Source Separation* en anglais) et les analyses en composantes indépendantes (ICA, *Independent Component Analysis* en anglais).

Li et al. [LGB⁺01] s'intéressent à l'application de la méthode ICA sur le bruit moteur. En plus de l'indépendance des sources, il est nécessaire que les distributions des signaux acoustiques ne soient pas gaussiennes ; les auteurs ont bien vérifié cette condition pour les bruits de moteur. L'objectif de cette méthode est de restituer l'indépendance statistique des données observées par estimation de la matrice de transfert. Li et al. [LGB⁺01] ont du adapter la méthode ICA conventionnelle qui requiert un nombre de capteurs bien supérieur à celui des sources à séparer. Les auteurs introduisent alors le modèle d'ICA séquentiel, qui n'utilise qu'un microphone, dans le cas particulier du moteur Diesel. Cette technique tient compte du décalage temporel des mesures et parvient à le corriger par un ré-arrangement des signaux. Les résultats sont exploités selon la transformée en ondelettes continues, et permettent la séparation des phénomènes d'énergie importantes : bruit de combustion, basculement du piston, admission, échappement, injection entre autres.

Servière et al. [SLEB05] étudient la séparation du bruit moteur Diesel avec la méthode BSS. L'objectif consiste à inverser la matrice de transfert entre les capteurs et les sources, pour obtenir des informations sur les sources. Le bruit contenu dans les mesures fausse l'identification des sources. Une analyse en composantes principales permet de débruiter les mesures. Les auteurs aboutissent à l'identification de trois origines sonores : la combustion et le basculement du piston, perçu comme deux chocs (de part et d'autre du cylindre) statistiquement indépendants. Les méthodes non supervisées sont donc efficaces pour extraire le bruit de combustion. Bien qu'elles soient compliquées à implémenter, elles sont faciles à mettre en œuvre expérimentalement, contrairement aux méthodes supervisées. En outre, elles restent peu précises en comparaison des méthodes supervisées [SLEB05].

Méthodes supervisées

Les méthodes supervisées reposent sur la connaissance et le traitement des informations des sources sonores. Par exemple, il est nécessaire d'effectuer une mesure intrusive de la pression cylindre pour l'identification du bruit de combustion. L'objectif de ces méthodes consiste à définir la fonction de transfert entre la source et le bruit émis, pour identifier la réponse en fréquence de la structure. L'avantage considérable réside dans la connaissance du comportement de la structure, qui offre la possibilité de prédire le bruit émis lors d'une modification de la source.

La méthode de cohérence multiple, présentée par Chung et al. [CCH75], a été largement étudiée et utilisée [SH78, TE84, BVAP07]. La relation linéaire entre le bruit de combustion et la pression cylindre est mesurée par la fonction de cohérence multiple. Pour cela une modélisation du système par une sortie et des entrées mutuellement corrélées est adoptée. La méthode consiste à observer la fonction de cohérence entre la somme des bruits des quatre cylindres et le bruit mesuré, qui contient un bruit additif. Quelques hypothèses sont tout de même requises. Tout d'abord, la pression cylindre est considérée linéairement corrélée en différents points de la chambre de combustion ; la structure du moteur est supposée avoir le comportement d'un système linéaire ; et enfin, les parties aléatoires des pressions cylindre et du bruit moteur doivent être stationnaires et ergodiques. Pruvost [Pru09] a pleinement justifié la validité de ces hypothèses pour le moteur Diesel. Chung et al. [CCH75] parviennent à mesurer la réponse en fréquence du bloc moteur avec cette méthode. Toutefois, le décalage temporel entre le signal acoustique et celui de pression cylindre induit une erreur de biais, étudiée par Seybert et al. [SH78], ainsi que par Trethewey et al. [TE84], qui ont aussi observé l'effet du fenêtrage sur l'erreur de biais. Ils en concluent alors que, lorsqu'il est impossible de déterminer précisément le décalage temporel des signaux, l'erreur de biais peut être diminuée en effectuant l'acquisition des signaux dans leur totalité, soit en faisant l'acquisition la plus longue possible.

Une autre méthode repose sur la détermination du filtre de Wiener cyclique, aussi appelé spectrofiltre. Pour cela, les propriétés cyclostationnaires des signaux moteur sont utilisées. El Badaoui et al. [EBDGS05] ont comparé l'identification des sources sonores du moteur avec le spectrofiltre, défini dans le domaine angulaire, avec la méthode BSS. Il en ressort que le filtre de Wiener est plus efficace, mais que la méthode BSS identifie le basculement du piston, alors que le spectrofiltre l'inclut dans le bruit mécanique. L'historique du spectrofiltre à partir du filtre de Wiener est largement développé par Pruvost [Pru09].

1.3.2 Le spectrofiltre

Le spectrofiltre a constitué la majorité des travaux de Pruvost [Pru09]. Les résultats de cette étude seront résumés dans cette partie, par une présentation des diverses étapes de calcul nécessaires pour obtenir un spectrofiltre le plus précis et le plus efficace possible. Le bruit mécanique s'obtient simplement en ôtant le bruit de combustion obtenu au bruit moteur mesuré.

Découpage par cycle des signaux mesurés

La première étape de calcul utilise les propriétés de cyclostationnarité des signaux moteur. Un cycle de fonctionnement d'un moteur 4 temps correspond à deux tours de vilebrequin, soit 720° d'angle de vilebrequin (AV). Cette périodicité angulaire permet d'appliquer la cyclostationnarité dans ce domaine. Toutefois, l'application du spectrofiltre nécessite de travailler dans le domaine temporel. Le signal du codeur angulaire est utilisé pour transcrire les données angulaires en données temporelles, mais les variations trop

importantes de la vitesse de rotation entre cycles, illustrées en figure 1.5, rendent la procédure plus complexe. Pour étendre la cyclostationnarité au sens large en temps, il faut donc procéder à un important traitement numérique appelé moyennage synchrone. Ce changement de variable a été présenté par Antoni [Ant09] et appliqué par Pruvost [Pru09]. Les grandeurs mesurées peuvent alors être exploitées en travaillant temporellement par cycle.

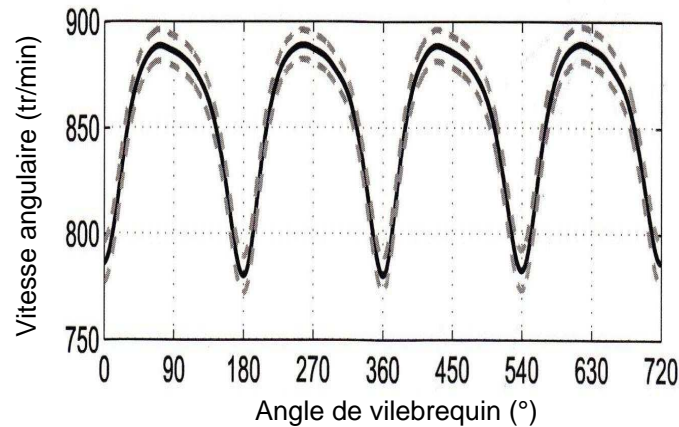


FIGURE 1.5 – Evolution moyenne sur 212 cycles de la vitesse de rotation au ralenti, avec son intervalle de confiance, selon l’angle de vilebrequin. Adaptée de [LPP10].

Pour y parvenir, l’évolution de l’angle du vilebrequin selon le temps est mesurée à l’aide d’un codeur angulaire. Ainsi les instants de changement de cycle sont facilement connus : ils correspondent à tous les 720° AV. Dans le cas où aucun repère angulaire n’est disponible, mais que le signal créneau du codeur est connu, le premier point servant de référence est sélectionné manuellement sur la courbe de pression cylindre. Pour des raisons de clarté, ce point est assimilé au point mort haut (PMH), qui correspond au moment où le piston est dans sa position la plus haute. Cet instant est en effet le plus facilement identifiable sur l’évolution temporelle de la pression cylindre. Dans certaines conditions, telles que les hauts régimes ou les injections multiples, il devient plus complexe de définir le PMH car il ne correspond plus au maximum de pression cylindre. Toutefois, il reste détectable par un maximum local dans la montée de pression juste avant le pic de combustion, comme représenté en figure 1.6.

Une fois ce point identifié, le signal du codeur angulaire nous permet d’obtenir les instants correspondant au PMH de chaque cycle. Il est alors possible d’estimer une période moyenne T_0 , utile pour ranger les cycles dans une matrice. Les morceaux de signaux extraits sont centrés sur le PMH, ce qui constitue la synchronisation, et forment les lignes de la matrice $X(t)$ de découpage par cycle. Bien évidemment, l’utilisation d’une période moyenne implique que certains points du signal d’origine se trouvent en double dans la matrice (quand la période réelle est inférieure à la période moyenne), ou sont inexistants (situation inverse). Cette technique de moyennage synchrone est illustrée par la figure 1.7.

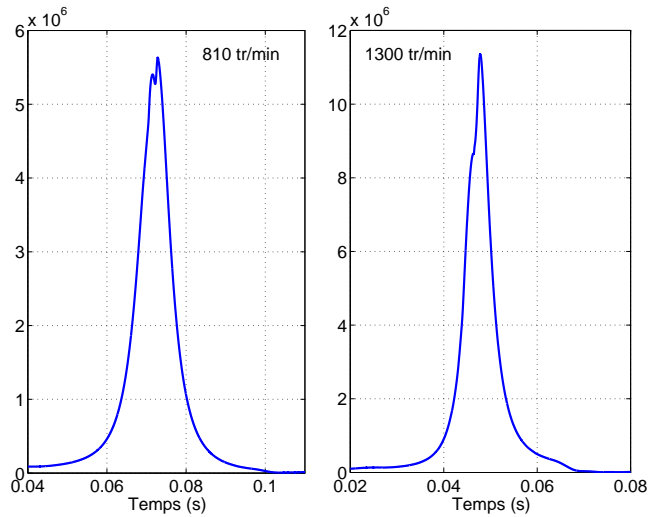


FIGURE 1.6 – Effets du régime sur la localisation du PMH à partir de la courbe de pression cylindre, au ralenti (gauche) et à 1300 tr/min (droite).

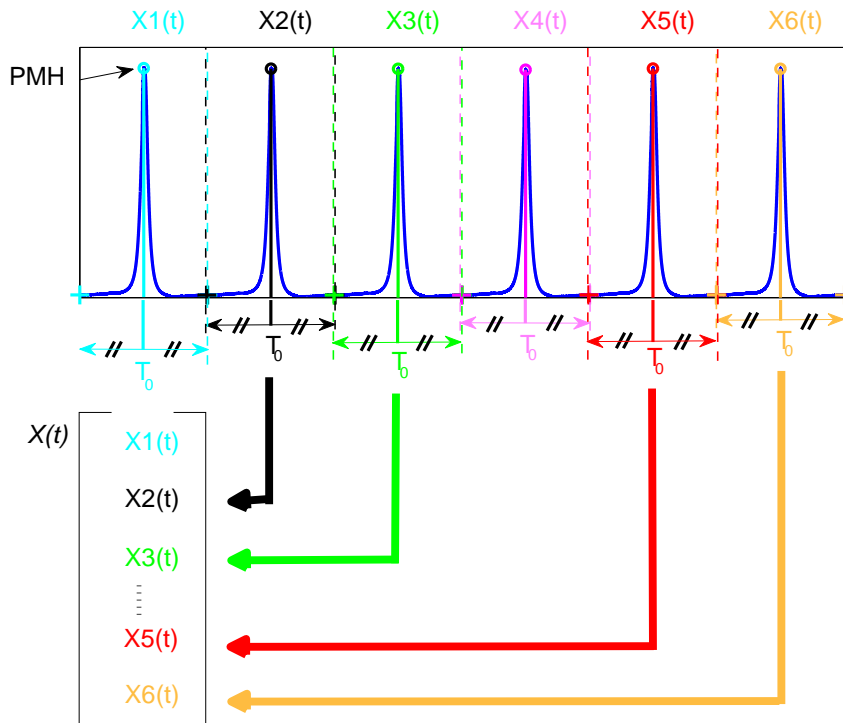


FIGURE 1.7 – Découpage par cycle d'un signal de pression cylindre par moyennage synchrone pour obtenir la matrice $X(t)$ dont les lignes sont centrées sur le PMH.

Extraction des parties aléatoires

La moyenne synchrone est aussi appelée partie déterministe du signal, car elle correspond au motif du signal qui se répète à chaque cycle. Elle est donc obtenue simplement

en moyennant les signaux par cycle, correspondants aux lignes de la matrice $X(t)$.

Le spectrofiltre peut être déterminé à partir de la partie déterministe des signaux, mais comme expliqué en partie 1.3.1, il est préférable de travailler avec les parties aléatoires pour décorrélérer les sources. En outre, Pruvost [Pru09] a justifié l'utilisation des parties aléatoires dans le calcul du filtre : l'augmentation d'erreur aléatoire induite est grandement compensée par la réduction de l'erreur de biais générée. Les parties aléatoires se calculent par une simple soustraction du signal par cycle, soit chaque ligne de la matrice $X(t)$, par la partie déterministe. Comme son nom l'indique, la partie aléatoire varie pour chaque cycle. La figure 1.8 illustre un signal de pression cylindre avec sa partie déterministe, du même ordre de grandeur, et la partie aléatoire d'un cycle, d'amplitude beaucoup plus faible. Toutefois, il est possible de noter que le spectre en fréquence de la partie aléatoire conserve l'information dans le même ordre de grandeur que le spectre de pression cylindre.

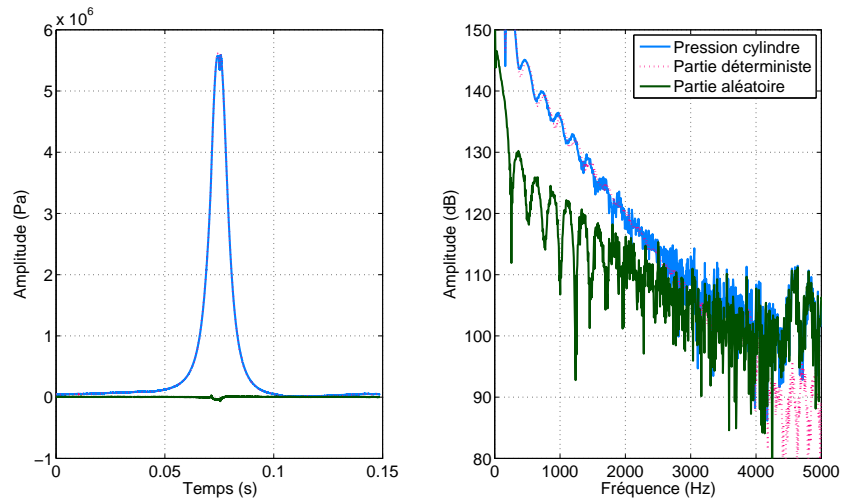


FIGURE 1.8 – Evolution temporelle (gauche) et fréquentielle (droite) des parties déterministe (pointillé rose) et aléatoire (trait plein vert) d'un signal de pression cylindre (trait plein bleu) au ralenti.

Calcul du filtre

Le spectrofiltre est estimé pour un cylindre et un point de réception (microphone ou accéléromètre). Il est donc nécessaire d'isoler les contributions sonores ou vibratoires du cylindre considéré dans le bruit moteur enregistré. Pour cela un fenêtrage temporel est appliqué. Il s'agit d'une fenêtre de Tukey, représenté en figure 1.9, définie sur la durée d'un cycle de longueur T_0 . Elle se compose d'une première moitié de fenêtre de Hanning, une fenêtre rectangulaire et de la deuxième moitié de la fenêtre de Hanning. La longueur de chacune de ces composantes peut être optimisée selon la grandeur de T_0 , comme indiqué dans [Pru09]. La durée temporelle d'un cycle varie selon le régime. Pruvost explique alors que les longueurs angulaires des composantes de la fenêtre de Tukey doivent être optimisées selon le régime étudié. Pour simplifier les calculs, une seule forme de fenêtre de Tukey est définie pour tous les régimes. Ainsi il est choisi comme longueur de chaque demi-fenêtre de Hanning 20% de $T_0/4$, et pour la fenêtre rectangulaire 60%. Il est important de noter que les valeurs indiquées par Pruvost sont en angle de vilebrequin, alors qu'ici la fenêtre de Tukey est définie en temps. La longueur totale de la fenêtre est accordée sur la longueur d'un cycle, qui dépend du régime, ainsi la durée de la fenêtre est adaptée au point de fonctionnement.

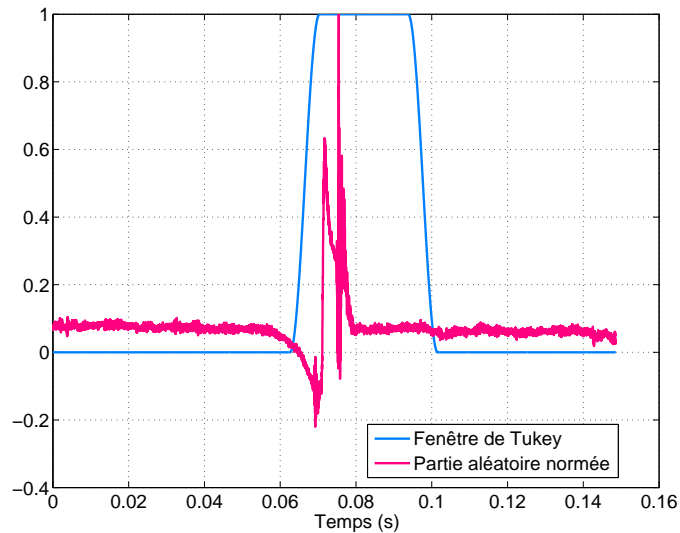


FIGURE 1.9 – Partie aléatoire normée de pression cylindre (rose) et la fenêtre de Tukey (bleu) correspondante, utilisée pour extraire les composantes du cylindre considéré.

Pour résumer, les signaux de pressions cylindre ainsi que celui du microphone sont soumis à toutes les étapes décrites jusqu'à présent : moyennage synchrone, extraction des parties aléatoires et application d'une fenêtre de Tukey temporelle. Les signaux sont alors conditionnés pour passer dans le domaine fréquentiel, par transformée de Fourier. Les propriétés de cyclostationnarité au sens large en temps autorisent le calcul de l'autospectre de pression cylindre S_{pp} , et de l'interspectre avec le bruit moteur S_{pd} , comme la moyenne sur plusieurs cycles des autospectres et interspectres respectifs. Le filtre de Wiener utilisé est un estimateur H1 de formule (1.7), puisqu'il permet d'identifier le système entre une entrée (pression cylindre) et une observation bruitée de la sortie (microphone ou accéléromètre).

$$H(f) = \frac{S_{pd}}{S_{pp}} \quad (1.7)$$

Pour obtenir la réponse impulsionnelle de ce filtre, il suffit d'effectuer la transformée inverse de Fourier.

Propriétés du filtre

Une particularité de ce filtre est son ensemble de définition fréquentiel. Les parties aléatoires des signaux, utilisées pour sa détermination, possèdent une très faible énergie en dessous de 500 Hz, et se noient dans le bruit de mesure. Par conséquent, le spectrofiltre considéré ici n'a de sens physique qu'à partir de 500 Hz. Au dessus de 5 kHz, l'apparition des modes de cavité génère des interactions pouvant engendrer des noeuds de pression au niveau du capteur de pression et faussant la mesure. Cela limite donc le calcul du spectrofiltre entre 500 et 5000 Hz.

Un point important pour un filtre issu de processus physique est sa causalité. La réponse d'un système physique ne peut apparaître qu'après l'excitation. Ainsi la réponse impulsionnelle du système n'est définie que pour des temps positifs, l'instant zéro correspondant au début de l'excitation. Cette propriété n'est toutefois pas totalement vraie pour le spectrofiltre puisque du bruit parasite corrélé à la combustion reste dans l'estimation du filtre. Ce bruit peut correspondre à des résidus sonores provenant d'autre cylindre :

basculement de piston, ou résonance de la combustion. Pruvost [PLP09] a démontré que l'utilisation des parties aléatoires pour calculer le filtre améliore la causalité. Cette dernière évolue avec le régime [LDP12] et peut alors être liée au fenêtrage temporel de Tukey, utilisé pour isoler les contributions sonores ou vibratoires du cylindre.

Un autre aspect traité par Pruvost [Pru09] concerne la robustesse du filtre, c'est à dire sa sensibilité aux variations de paramètres externes. L'auteur prouve que le filtre déterminé avec les parties aléatoires est moins sensible, donc plus robuste, aux changements de point de fonctionnement, tel que représenté en figure 1.10. En théorie le filtre estimé par les signaux entiers devrait être plus robuste, mais en pratique, le filtre estimé par les parties aléatoires est moins sensible aux variations de conditions de fonctionnement.

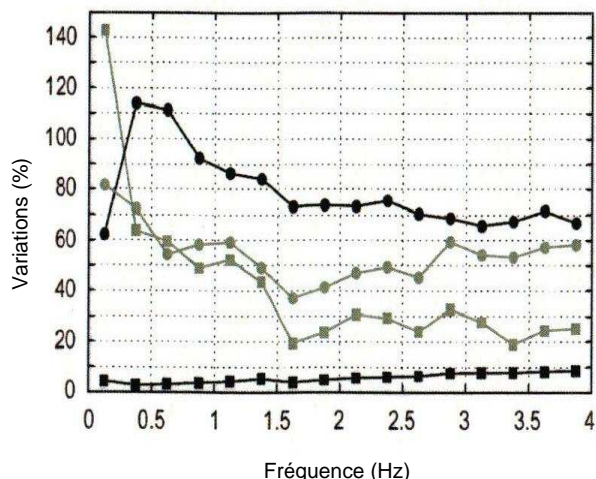


FIGURE 1.10 – Variations des spectrofiltres calculés avec les parties aléatoires (gris) et les signaux entiers (noir) observées en mesure (ronds) et leur incertitude théorique (carrés). Adaptée de [LPP10].

Ces différences peuvent s'expliquer par l'erreur de biais, qui est fortement présente dans l'estimation par signaux entiers. Il est intéressant de noter que la variabilité du filtre calculé par les parties aléatoires est proche de l'incertitude théorique. Ceci signifierait que la variabilité observée est en grande partie due à l'incertitude d'estimation, mais aussi que l'erreur de biais est efficacement réduite par l'utilisation des parties aléatoires.

Chapitre 2

Mesures de spectrofiltres et interprétations

Les étapes de détermination du filtre de Wiener, explicitées en partie 1.3.2, ont été appliquées à des signaux acquis sur un moteur en fonctionnement. En pratique, ce filtre est calculé pour chaque modification d'un paramètre de réglage du moteur. Pour aider à interpréter les résultats, des mesures au marteau de choc ont été réalisées sur moteur arrêté. Les fonctions de transfert obtenues sont confrontées aux filtres de Wiener identifiés pour plusieurs points de fonctionnement. Cette comparaison permet alors de mettre en évidence des similitudes, caractéristiques de la structure.

2.1 Dispositif expérimental

2.1.1 Matériel

Les mesures sont effectuées sur un moteur Renault F9Q (1,9L dCi) turbo-Diesel à 4 cylindres en ligne, à injection directe équipée du système rampe commune, identique à celui utilisé par Pruvost [Pru09]. Ce moteur est monté sur un banc d'essai dans une chambre semi-anéchoïque. Tous les paramètres de fonctionnement du moteur sont commandés hors de cette chambre, et les bruits de ventilation sont coupés lors des mesures. Un frein magnétique applique un couple résistif au vilebrequin, côté transmission. Un codeur angulaire situé au vilebrequin, côté distribution, est réglé pour générer un créneau angulaire de période $0,5^\circ$ AV. Des capteurs de pression sont substitués aux bougies de préchauffage dans chaque cylindre, et sont orientés de manière à déterminer l'évolution de chaque pression cylindre. Deux accéléromètres sont utilisés pour observer les vibrations en deux positions verticales : sur la culasse à la verticale du cylindre 1, et au chapeau du palier vilebrequin n°1. Pour les mesures acoustiques, un microphone Brüel & Kjaer de type 4188-A-021, est placé à 36 cm du moteur selon la verticale au dessus du cylindre 1. L'installation expérimentale est illustrée en figures 2.1 et 2.2.

Des essais au marteau de choc sont menés sur le moteur à l'arrêt. L'objectif vise à comparer les fonctions de transfert obtenues en fonctionnement avec celles mesurées pour des impacts portés sur le moteur, afin de caractériser d'éventuelles voies de transfert. Le matériel utilisé est un marteau de choc, Brüel & Kjaer de type 8206, avec embout mou ou rigide, et possédant un capteur de force intégré. Les impacts sont portés verticalement en trois points : à la culasse du cylindre 1, sur la vis du support de coiffe à côté du cylindre 1, et à la jupe. Ces points d'impacts sont clairement identifiés en figures 2.1 et 2.2 par des points blancs.

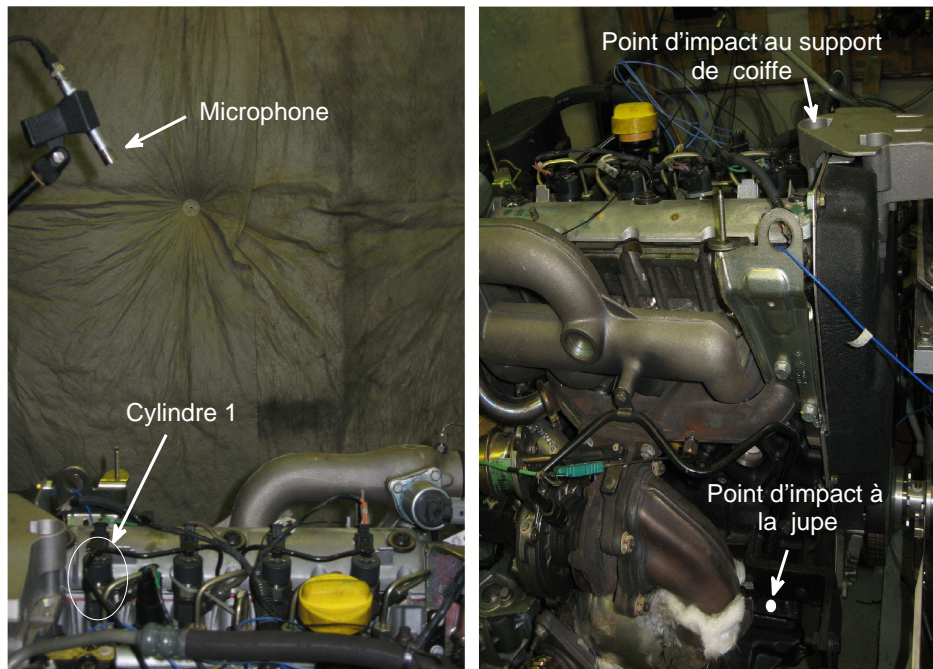


FIGURE 2.1 – Positionnement du microphone par rapport au moteur (gauche) et localisation des points d’impact à la jupe et au support de coiffe (droite).

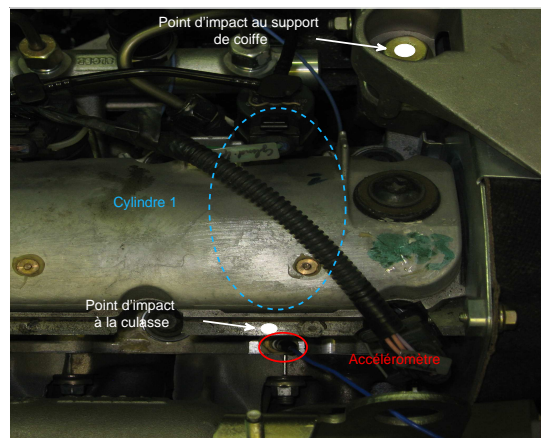


FIGURE 2.2 – Positionnement de l’accéléromètre externe, à la culasse du cylindre 1 et localisation des points d’impact au support de coiffe et à la culasse.

2.1.2 Signaux

Les mesures au marteau de choc impliquent l’acquisition du signal d’excitation (issu du capteur de force) et des réponses : deux accélérations et un signal sonore. La fréquence d’échantillonnage est de 16384 Hz, et la durée d’acquisition de 1s. Un seul impact est porté sur la structure, l’enregistrement commence à la détection du choc.

Les signaux acquis sont :

- un signal d’excitation mesuré par le capteur de force intégré dans le marteau de choc ;

- 2 accélérations, $A_c(t)$ à la culasse et $A_p(t)$ au palier ;
- 1 signal acoustique au microphone $B(t)$.

Les fonctions de transfert sont directement calculées par le système d’acquisitions.

Le calcul des spectrofiltres nécessite l’enregistrement de huit signaux :

- 4 pressions cylindre nommées $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$, $P_4(t)$ respectivement pour chaque cylindre ;
- 2 accélérations, $A_c(t)$ à la culasse et $A_p(t)$ au palier ;
- 1 bruit de moteur $B(t)$;
- 1 position angulaire $\theta(t)$.

Les conditions d’acquisition sont : échantillonnage à 102,4 kHz, durée de 30s. Ces signaux permettent de calculer trois filtres de Wiener, un acoustique et deux vibratoires. Les réponses impulsionnelles des spectrofiltres sont ré-échantillonnées à 44.1 kHz pour limiter le temps d’étude. L’intervalle de définition du filtre étant entre 500 et 5000 Hz, le ré-échantillonnage ne modifie pas les données fréquentielles dans ce domaine.

Plusieurs acquisitions sont réalisées sur moteur froid, puis chaud :

- en trois points de fonctionnement : ralenti, 1300 tr/min à 92 Nm puis à 150 Nm ;
- à l’arrêt au marteau de choc avec deux embouts (plastique et aluminium) en 3 points d’impact.

Ainsi 18 enregistrements sont effectués pour chaque capteur, donnant un total de 72 spectrofiltres (4 cylindres \times 3 capteurs \times 3 points de fonctionnement \times 2 conditions de température) et 36 fonctions de transfert au marteau de choc (3 capteurs \times 2 types d’embout \times 3 points d’impact \times 2 conditions de température). Afin de comparer les réponses en fréquences RF sur le moteur en fonctionnement et celles à l’arrêt (2.1), une correction de facteur lié la surface du cylindre S_{cyl} doit être appliquée au spectrofiltre (2.2).

$$RF_{impact} = \frac{\text{réponse}}{\text{force}} \quad (2.1)$$

$$RF_{fonctionnement} = \frac{\text{réponse}}{\text{pression}} \times \frac{1}{S_{cyl}} \quad (2.2)$$

2.2 Identification de phénomènes physiques à partir des mesures

Plusieurs acquisitions ont été effectuées dans les diverses conditions détaillées préalablement (cf. partie 2.1.2). Afin d’évaluer une éventuelle influence de certains paramètres, chaque point est abordé séparément : nature de l’embout utilisé pour les mesures au marteau de choc et température. Ensuite une analyse vibratoire est menée entre les spectrofiltres et les fonctions au choc afin de faciliter l’interprétation des mesures acoustiques.

2.2.1 Effets de l’embout

La fiabilité des mesures peut être vérifiée à partir de l’évolution de la cohérence avec la fréquence. Une cohérence de 100 % signifie qu’une relation linéaire existe entre les deux signaux observés. A l’inverse, une cohérence nulle signifie que les signaux n’ont aucune origine physique commune. Lorsque les signaux sont incohérents, la mesure comporte donc essentiellement du bruit de fond. La cohérence des signaux entre chaque capteur et le marteau est tracée en figure 2.3 pour les deux types d’embout utilisés : aluminium (dur) et plastique (mou). Les courbes du moteur à chaud donnent des conclusions identiques que pour le moteur à froid, les résultats sont donc arbitrairement présentés à chaud.

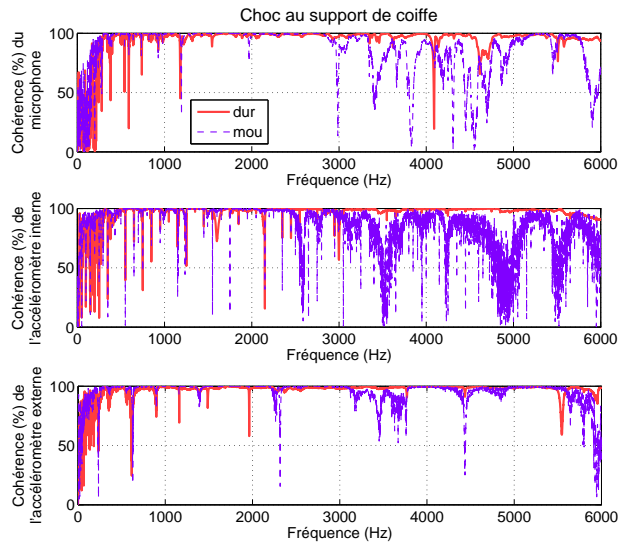


FIGURE 2.3 – Cohérence en pourcentage pour un choc porté au support de coiffe, observé par le microphone (en haut), l'accéléromètre au palier (au milieu) et à la culasse (en bas), sur moteur chaud avec embout dur (trait plein rouge) puis mou (traits discontinus violets).

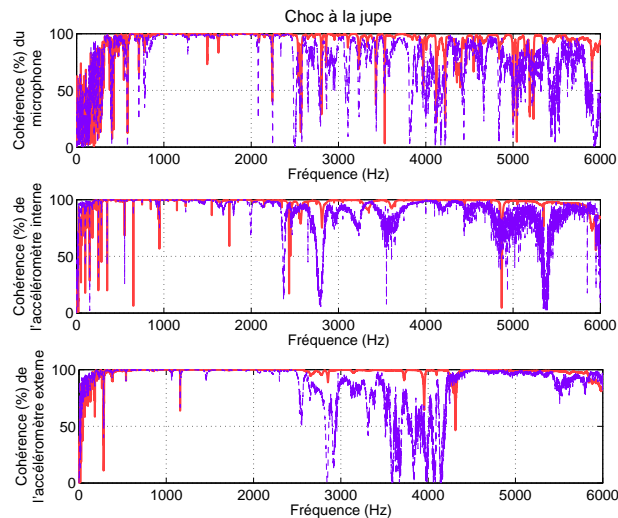


FIGURE 2.4 – Cohérence en pourcentage pour un choc porté à la jupe, observé par le microphone (en haut), l'accéléromètre au palier (au milieu) et à la culasse (en bas), sur moteur chaud avec embout dur (trait plein rouge) puis mou (traits discontinus violets).

Les observations sont communes au trois capteurs : en dessous de 300 Hz l'embout mou possède une meilleure cohérence que l'embout dur, et à partir de 300 Hz la tendance s'inverse. Toutefois, les signaux sont bien plus cohérents pour l'accéléromètre à la culasse que pour les autres capteurs. Ceci peut s'expliquer par la proximité du point d'impact avec le capteur. La représentation des cohérences, figure 2.4, de chaque capteur pour un impact à la jupe conforte cette idée. La cohérence à l'accéléromètre externe (culasse) est détériorée pour une excitation portée à la jupe, contrairement à celle de l'accéléromètre interne (palier) qui se trouve grandement améliorée jusqu'à 5 kHz. Il en est de même pour

le microphone, dont les signaux sont plus cohérents lors du choc au support de coiffe (plus proche) que pour celui localisé à la jupe.

La détérioration de la cohérence des signaux, observée à partir de 3 kHz, avec l'embout en plastique s'explique à l'aide des spectres de force donnés dans les caractéristiques techniques du marteau de choc, et présentés en figure 2.5.

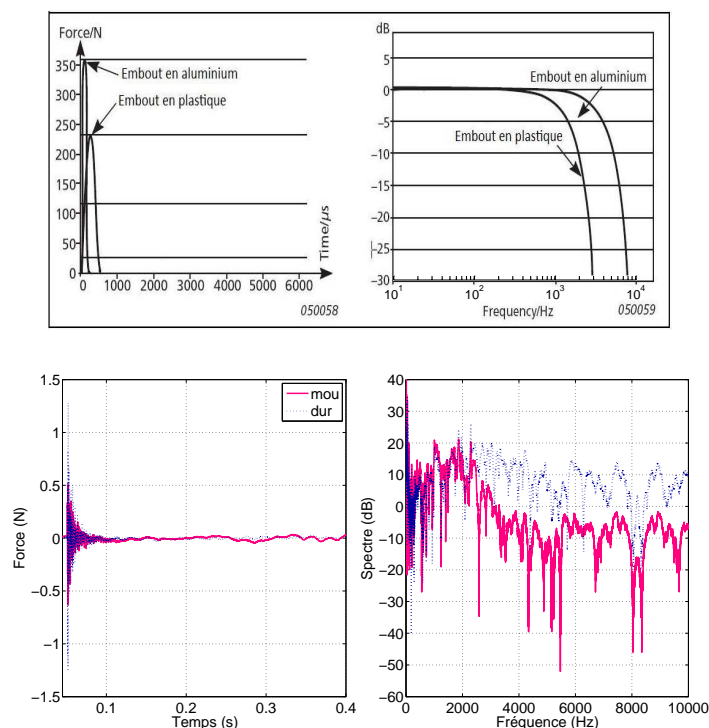


FIGURE 2.5 – Force d'excitation selon le temps (gauche) et spectres de force (droite) pour un impact porté avec l'embout en aluminium et en plastique. Adapté de la notice d'instruction (haut) du marteau d'impact de type 8206 (numéro de série 54514) et issu des mesures (bas).

La cohérence $\gamma(f)$ s'exprime en fonction des interspectres et autospectres des signaux $X(f)$ et $Y(f)$ considérés, par la formule (2.3).

$$\gamma(f) = \frac{|S_{XY}(f)|^2}{S_{XX}(f) S_{YY}(f)} \quad (2.3)$$

La perte d'énergie constatée pour l'embout plastique en hautes fréquences, a pour conséquence de réduire le rapport signal à bruit ; ce qui diminue la cohérence entre le signal d'excitation et celui de mesure. Ainsi, les mesures effectuées avec l'embout en plastique sont interprétables principalement jusqu'à 3 kHz, alors que celles issues de l'embout en aluminium sont exploitables sur l'intervalle d'étude de ces travaux (de 500 à 5000 Hz). Par la suite, les analyses des fonctions de transfert menées au marteau de choc seront donc conduites uniquement pour l'embout métallique.

2.2.2 Influence de la température

Des acquisitions sur moteur chaud et froid devraient mettre en évidence un éventuel effet de la température sur le comportement vibro-acoustique du moteur. Concernant les filtres de Wiener, une grande similitude est appréciée entre les mesures sur moteur chaud,

et sur moteur froid. Cette constatation s’observe en tout point de fonctionnement, sur tous les capteurs, et pour chaque cylindre. La figure 2.6 représentent les fonctions de transfert acoustiques et vibratoires du cylindre 1, obtenues par calcul du filtre de Wiener, sur moteur froid et chaud, pour chaque point de fonctionnement étudié. Il est à noter que seul le cylindre 1 est représenté pour des raisons de clareté, les conclusions étant identiques pour les autres cylindres.

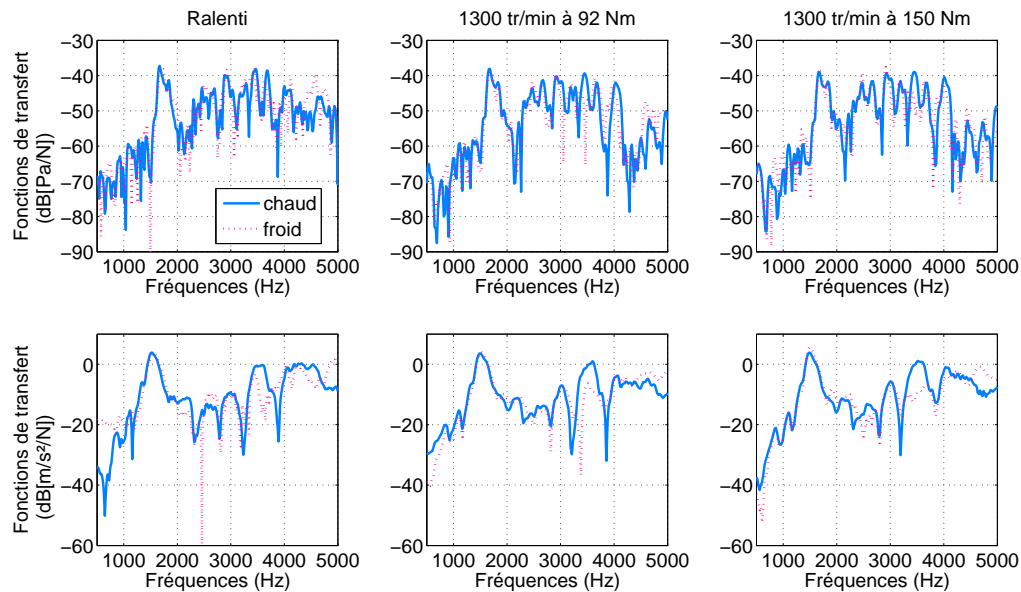


FIGURE 2.6 – Fonctions de transfert du microphone (haut) et de l’accéléromètre au palier (bas) pour le cylindre 1 sur moteur froid (bleu) et chaud (rose) pour le ralenti (gauche), 1300 tr/min à 92 Nm (milieu) et à 150 Nm (droite).

D’un point de vue vibratoire, une surestimation d’environ 20 dB des fréquences en dessous de 1 kHz au ralenti se distingue sur moteur froid. Ces phénomènes sont moins marquants à régime plus élevé. Il est intéressant de constater que cette disparité n’existe pas au niveau acoustique : les niveaux sont équivalents et les courbes similaires entre chaque température, pour chaque point de fonctionnement.

Pour les mesures au marteau de choc, illustrées en figure 2.7, une bonne correspondance selon l’allure et l’amplitude est appréciée entre les fonctions de transfert sur moteur froid et chaud, pour chaque point d’impact. Une seule disparité existe entre 3 et 4.5 kHz pour les mesures à la culasse, du choc porté au même endroit. La proximité du point d’excitation et du capteur de mesure peuvent expliquer ceci.

Ainsi il est possible d’affirmer que la température du moteur n’est pas un paramètre affectant les réponses acoustiques et vibratoires de la structure. Par la suite nous analyserons les résultats sur moteur chaud (choix arbitraire).

2.2.3 Observations vibratoires choc/fonctionnement

L’objectif de cette section est de comparer les fonctions de transfert obtenues en fonctionnement et au marteau de choc. L’impact étant porté à la verticale du cylindre 1, les fonctions de transfert au marteau sont comparées aux spectrofiltres obtenus pour le cylindre 1, et pour les trois points de fonctionnement à bas régime.

Tout d’abord, il est intéressant de regarder si la réponse du moteur aux excitations de combustion est identique pour chaque point de fonctionnement. La figure 2.8 illustre

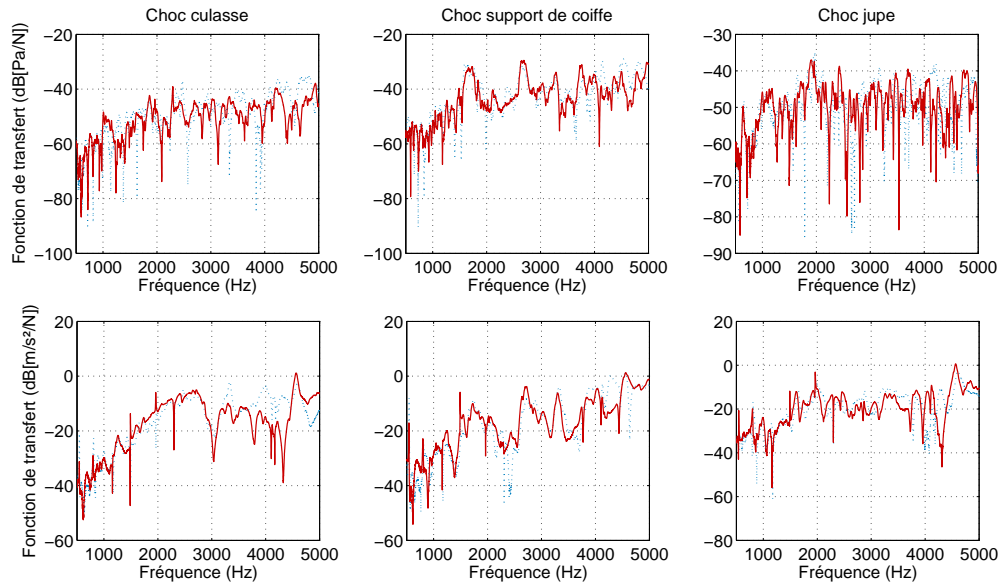


FIGURE 2.7 – Fonctions de transfert du microphone (haut) et de l’accéléromètre à la culasse (bas), pour des chocs portés à la culasse (gauche), au support de coiffe (milieu) et à la jupe (droite) sur moteur froid (trait plein bleu) et chaud (trait plein rouge).

une forte similarité des fonctions de transfert indépendamment du régime et de la charge choisis. Ces derniers n’agissent que sur la combustion (rapidité de répétition, ampleur, etc..) et ne modifie en aucun cas la structure du moteur.

Les transferts vibratoires, entre un point d’impact et un capteur accélérométrique posé sur le système considéré, s’effectuent par voies solidiennes. Le choc produit par la combustion, ou le marteau, se transmet donc au travers des pièces composant le moteur. L’objectif de cette sous-partie est d’identifier des caractéristiques de la structure présentes dans les spectrofiltres, en s’appuyant sur les réponses au marteau de choc sur moteur arrêté. La confrontation des réponses du moteur à la combustion du cylindre 1, avec celles au marteau de choc porté à la culasse sont illustrées en figure 2.8.

L’analyse de l’accéléromètre placé à la culasse montre qu’entre 1 et 3 kHz, toutes les fonctions possèdent des allures et des amplitudes quasi-identiques. Ceci implique que l’impact mené au marteau sur la culasse semble analogue à celui porté par la combustion lorsque le moteur fonctionne. L’impact porté à la culasse du cylindre 1 représente donc bien la transmission de l’excitation de la combustion par la voie haute, qui est logiquement dominante pour les vibrations observées sur la culasse.

Concernant l’accéléromètre au palier 1, une similarité s’observe également entre les excitations induites par le choc et la combustion, excepté entre 1 et 2 kHz. Dans cette bande de fréquence un pic important est constaté sur les spectrofiltres mesurés en fonctionnement, totalement absent des fonctions mesurées au choc. Ce pic correspondrait aux modes d’attelage mobile [CF93]. L’accéléromètre étant placé au palier, il mesure la transmission de la voie basse du cylindre. Ce mode d’attelage mobile est totalement inexistant sur la courbe de la réponse au choc à la culasse. Ceci s’explique par la transmission par la voie basse de l’excitation de combustion appliquée au piston, qui n’est pas sollicitée par une excitation au marteau de choc sur la surface externe du moteur au niveau de la culasse. Pour mettre en évidence ces modes, l’excitation doit porter directement sur le piston ou les paliers, ce qui demande une manipulation sur moteur ouvert [Lec03]. A partir de 3

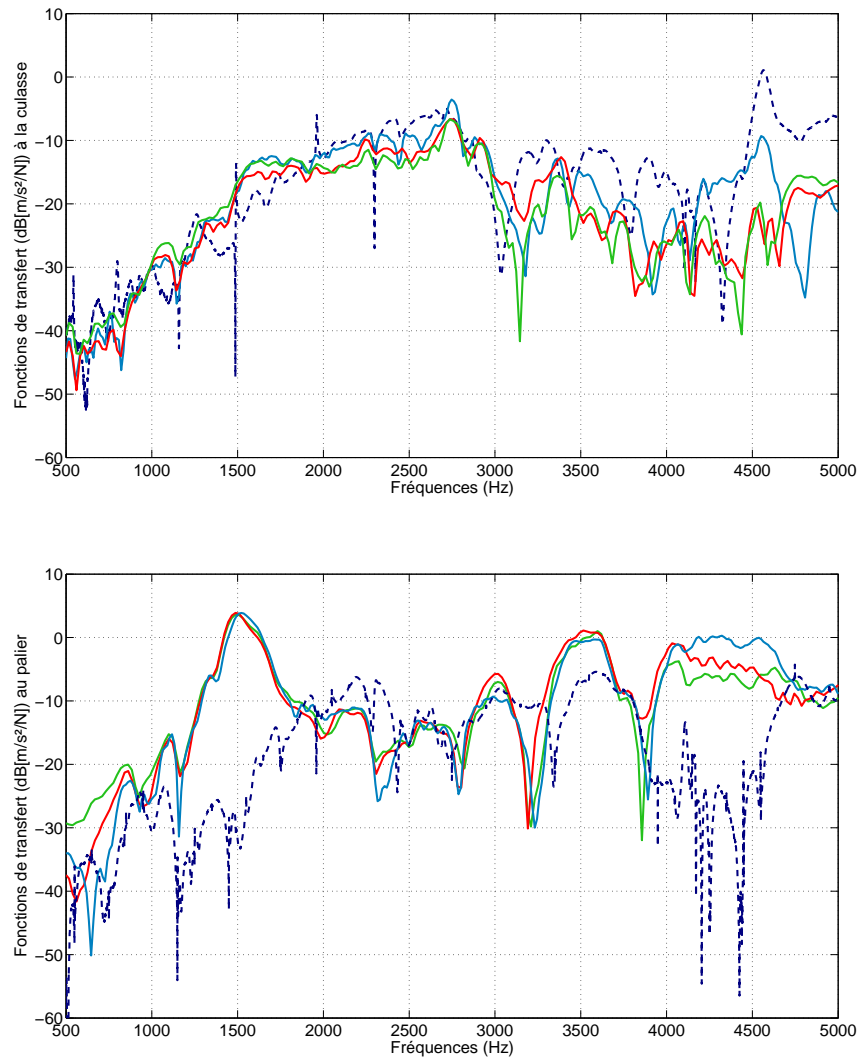


FIGURE 2.8 – Fonctions de transfert de l’accéléromètre à la culasse (haut) et au palier (bas) pour les impacts portés à la culasse (trait discontinu bleu) ainsi que pour le cylindre 1 au ralenti (bleu), à 1300 tr/min 92 Nm (vert) et à 1300 tr/min 150 Nm (rouge).

kHz, les différences d’allure des réponses choc/fonctionnement peuvent s’expliquer par la présence d’un autre mode d’attelage mobile entre 4 et 5 kHz.

2.2.4 Interprétations acoustiques à l’aide de mesures vibratoires

Les interprétations de phénomènes acoustiques sont plus complexes puisqu’il faut tenir compte du rayonnement acoustique des surfaces, en plus de la réponse vibratoire du bloc. L’unicité de la réponse de la structure, à des excitations de caractéristiques proches, se vérifie pour les fonctions de transfert acoustiques. L’allure globale de ces fonctions, représentées en figure 2.9, est similaire entre tous les cylindres.

Il semble plus judicieux d’interpréter les réponses au microphone mesurées sur le moteur en fonctionnement et à l’arrêt en considérant la moyenne des réponses obtenues. Ainsi l’analyse porte sur la réponse acoustique aux excitations de combustion du moteur Diesel en fonctionnement, et celle induite paravec la réponse moyenne des excitations au choc en surface sur moteur arrêté. La comparaison fonctionnement/choc, figure 2.10, illustre

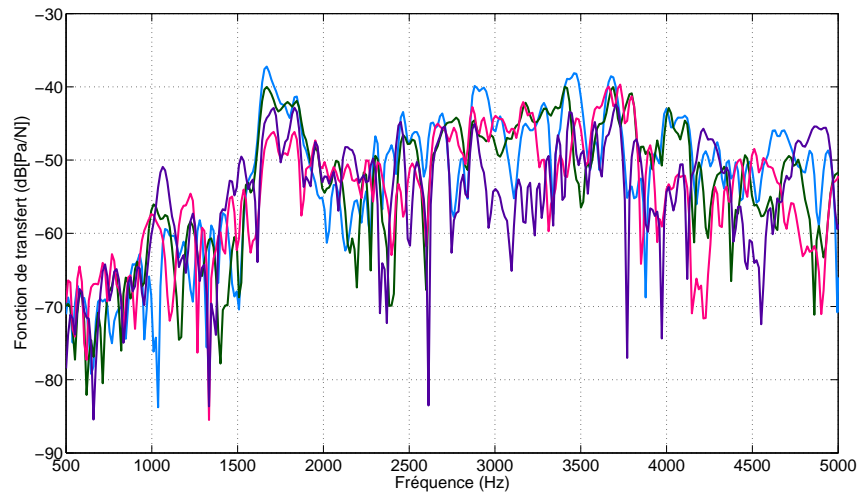


FIGURE 2.9 – Fonctions de transfert du microphone pour chaque cylindre (1 en bleu, 2 en vert, 3 en rose et 4 en violet) au ralenti.

la complexité des phénomènes acoustiques.

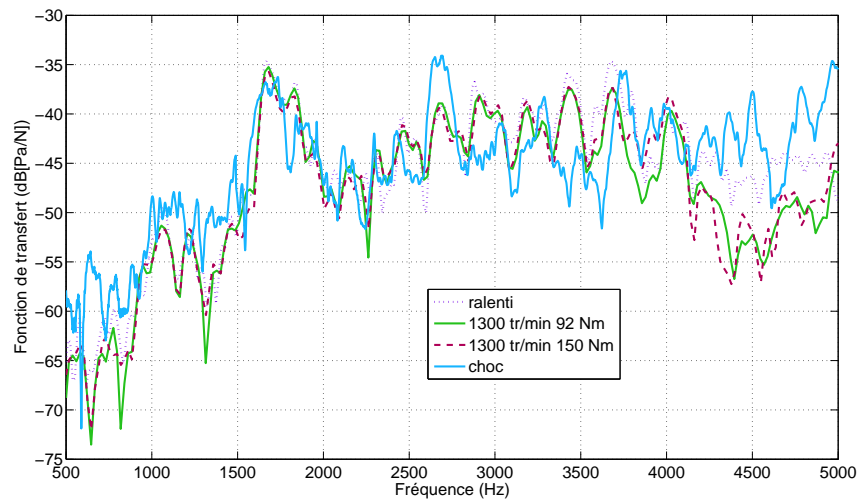


FIGURE 2.10 – Modules au carré des fonctions de transfert du microphone au ralenti (pointillés violet) à 1300 tr/min et 92 Nm (trait plein vert) puis 150 Nm (trait discontinu rouge), ainsi que la moyenne des fonctions pour les trois impacts (trait plein bleu).

En dessous de 1.5 kHz et au dessus de 4 kHz, la réponse aux chocs possède environ 5 dB de plus que celles en fonctionnement. Il apparait alors que les chocs externes sont plus efficaces acoustiquement que les chocs générés par la combustion. Cette dernière excite intérieurement le moteur en plusieurs points et selon toute direction, alors qu'un impact au marteau de choc excite la structure externe en un point et une seule direction. Il donc possible que des compensations apparaissent pour les fonctions de transfert mesurées en fonctionnement, compte tenu des multiples excitations (voies haute et basse) qui se superposent ensuite au rayonnement acoustique des multiples surfaces externes mises en vibration.

Il est intéressant de noter la présence de pics dans les réponses sur moteur arrêté et en fonctionnement. Cela peut signifier que les modes identifiés sont communs, cela permet alors de caractériser un mode du support de coiffe autour de 1,7 kHz. Laulagnet et al. [LLP⁺07] ont clairement mis en évidence ce mode par imagerie acoustique dont le résultat est affiché en figure 2.11. Ce mode s'identifie plus clairement à partir des fonctions de transfert de chaque point d'excitation, présentées en annexe A.

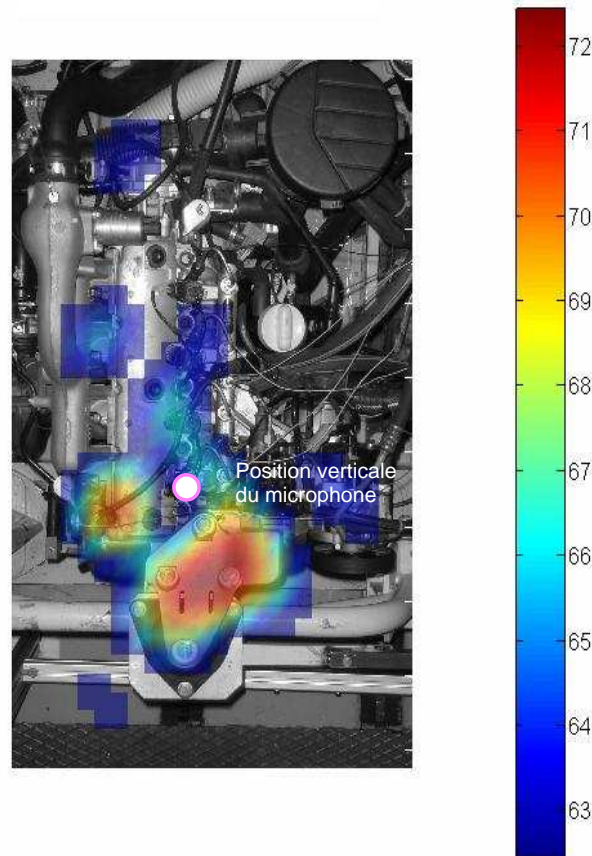


FIGURE 2.11 – Holographie INSA pour 1500 tr/min à pleine charge (Face Supérieure, bande fine 1662.5 Hz). Extrait de [LLP⁺07].

2.3 Résumé du chapitre

Les acquisitions effectuées dans ce chapitre ont permis d'établir quelques caractéristiques du moteur en s'appuyant sur les résultats obtenus dans la littérature. Des mesures sur moteur arrêté ont été menées avec deux embouts. Les propriétés de l'embout en aluminium sont plus adaptées à cette étude, compte tenu de l'intervalle fréquentiel considéré. La température ne possède pas d'influence particulière sur les réponses vibratoires et acoustiques du moteur. Une analyse vibratoire, par deux accéléromètres placés l'un à la culasse du cylindre 1 et l'autre au palier n°1, permet l'identification des voies de passage de la combustion, et la présence de modes de palier du carter cylindre autour de 1.5 kHz. Les écarts d'amplitude entre les fonctions de transfert mesurées en fonctionnement et à l'arrêt seraient liés à une compensation entre les voies haute et basse, non présente lors des mesures d'impact. Les fonctions de transfert mesurées par impact n'excitent que les surfaces

externes du moteur concernées par le choc, donnant ainsi l'opportunité d'identifier un mode du support de coiffe.

Deuxième partie

Estimations du spectrofiltre pour développer un filtre commun

Chapitre 3

Approches préliminaires

La forte similarité des spectrofiltres acoustiques selon le point de fonctionnement, établie en partie 2.2.5, a laissé penser à concevoir un filtre 'commun', applicable en tout point de fonctionnement. Ce filtre permettrait alors de s'affranchir des longues étapes de calcul du spectrofiltre, présentées en partie 1.3.2. L'objectif à long terme de ce filtre est de connaître facilement et rapidement les effets d'un changement de pression cylindre sur le bruit de combustion. Cette application serait utile pour les ingénieurs en conception de moteur, afin de savoir si les modifications qu'ils apportent (injection, par exemple) permettent de limiter, et dans le meilleur des cas réduire, le bruit de combustion. En effet, il suffira d'appliquer le filtre commun aux signaux de pression cylindre pour obtenir les bruits de combustion correspondant.

Toutefois, le développement du filtre commun s'effectuera pour chaque cylindre, puisque le spectrofiltre est caractéristique du cylindre considéré (cf. partie 2.2.3). L'estimation du filtre commun doit être suffisamment précise pour synthétiser un bruit de combustion correct. Ainsi, il est tout d'abord vérifié, par une étude perceptive simple, que la substitution du spectrofiltre conventionnel par un autre spectrofiltre n'endommage pas la séparation du bruit de combustion. Ensuite, la conception du filtre commun est en première approche basée sur la cohérence des signaux qui permettent de calculer le spectrofiltre.

3.1 Effets perceptifs de la substitution du filtre conventionnel optimal

Afin d'étudier la possibilité d'appliquer un spectrofiltre commun pour séparer correctement les sources de bruit du moteur, un test perceptif est mis en œuvre. Il consiste à substituer le filtre conventionnel optimal par le spectrofiltre d'un autre point de fonctionnement dans le calcul du bruit de combustion. Ainsi l'objectif de l'expérimentation revient à définir si les bruits synthétisés par les filtres non optimaux sont similaires aux bruits de combustion calculés de manière conventionnelle. En d'autres termes, il est attendu de définir, entre la pression cylindre et le spectrofiltre, celui qui influe sur les aspects perceptifs des sources sonores du moteur Diesel.

3.1.1 Expérimentation

Stimuli

Les différents points de fonctionnement retenus sont 1300 tr/min à 23, 61 et 110 Nm. En première approche le régime est fixé de manière à faciliter l'interprétation des résultats. Les spectrofiltres respectifs sont calculés, puis chacun est appliqué aux pressions cylindre de chaque charge, aboutissant à la synthèse de 9 bruits présentés dans le tableau 3.1. Pour

alléger les notations les chiffres 1, 2 et 3 correspondent aux différentes charges organisées par ordre croissant, soit respectivement 23, 61 et 110 Nm.

	H1	H2	H3
Pcyl 1	son 1	son 2	son 3
Pcyl 2	son 4	son 5	son 6
Pcyl 3	son 7	son 8	son 9

TABLE 3.1 – Appelation et construction des stimuli.

Cette méthode permet alors d’obtenir 9 bruits de combustion, associés à 9 bruits mécaniques. Tous ces sons sont utilisés comme stimuli, en présentant séparément les deux catégories de bruits. Les stimuli sont égalisés en niveau à 71 dB(A), pour éviter que l’évaluation se focalise sur la sonie.

Procédure

Pour répondre aux contraintes de temps et de quantité de sons à évaluer, une procédure de catégorisation est retenue. Elle consiste en un tri libre des stimuli, présentés simultanément, selon un critère bien défini. Ici, il est demandé aux sujets d’organiser les sons par similarité, ce qui revient à grouper les sons jugés similaires. Ainsi deux tests de catégorisation sont menés, un sur les bruits de combustion, l’autre sur les bruits mécaniques.

Les stimuli sont présentés par deux hauts-parleurs, dont l’installation a été calibrée à l’aide d’un manequin acoustique. Le sujet est placé approximativement au milieu d’une salle audiométrique de longueur 3.4 m, largeur 2.4 m et hauteur 2.2m. L’auditeur est face aux haut-parleurs, assis devant un écran d’ordinateur, comme illustré en figure 3.1.

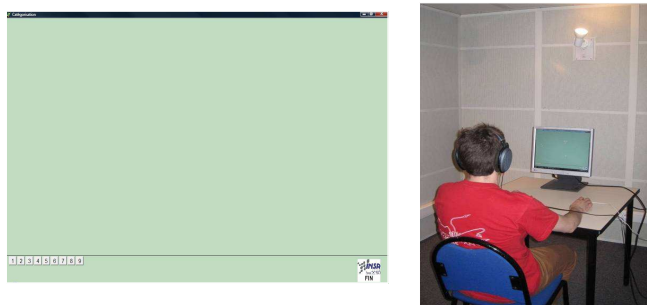


FIGURE 3.1 – Ecran du test de catégorisation (gauche) et emplacement avec position du sujet (droite) lors de l’expérimentation.

Le test se présente à l’écran comme en figure 3.1. Lorsque le sujet clique sur une case numérotée, un son est joué. La correspondance entre les cases numérotées et le son joué est inconnue et aléatoire à chaque démarrage du test. Il est demandé aux 28 auditeurs de grouper les sons qu’ils évaluent similaires, et d’espacer clairement ceux qu’ils jugent différents. Les sujets sont libres d’écouter autant que nécessaire chaque stimulus et peuvent choisir le nombre et la taille des classes d’équivalences (groupes) de sons à établir. A la fin de chaque test, l’affichage est sauvegardé, cette organisation des stimuli par sujet est appelée une partition.

3.1.2 Résultats et discussions

Selon les auditeurs

Les résultats des expérimentations sont d'abord analysés selon les auditeurs. Cela permet de voir si des stratégies d'agglomérations différentes existent parmi les partitions, car dans ce cas, le traitement des données pour les stimuli s'effectue selon chaque groupe d'auditeur.

Pour évaluer la ressemblance entre les partitions, il est possible d'utiliser l'indice de Rand. Ce dernier donne une mesure du taux d'accord entre deux partitions. Compte tenu de la procédure de tri libre, le nombre de classes entre partitions diffère. Il est donc préférable d'utiliser l'indice de Rand asymétrique qui prend compte de la variabilité du nombre de classes constituées. Cet indice observe alors la possible inclusion d'une ou plusieurs classes de la partition A dans les classes de la partition B. Par exemple, si le sujet A regroupe les sons (1,2,3,4) et le sujet B les sons (1,3) puis (2,4), les partitions seront évaluées totalement différentes selon l'indice de Rand, contrairement à celui asymétrique qui reconnaît une stratégie similaire dans l'organisation des classes. Les résultats obtenus pour les bruits de combustion et les bruits mécaniques sont présentés sous forme d'arbre d'agglomération en figure 3.2.

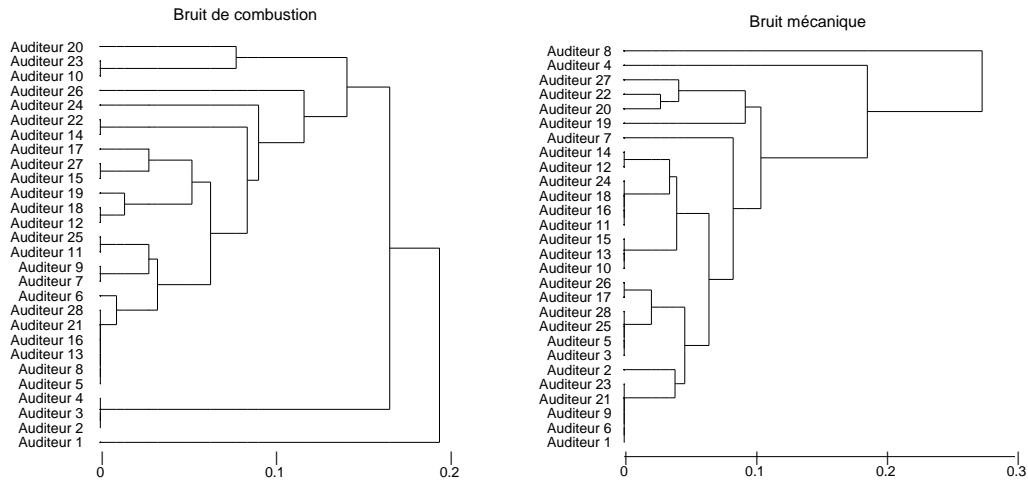


FIGURE 3.2 – Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion (haut) et mécaniques (bas) selon l'indice de Rand asymétrique pour chaque couple d'auditeurs.

Il ressort de cette figure 3.2 qu'aucun groupe d'auditeurs ne se dégage de manière prépondérante. Pour le bruit de combustion, il est possible de distinguer l'auditeur 1 et l'ensemble des sujets 2,3 et 4 du reste. Toutefois, la distance de séparation n'est pas assez importante pour permettre de les différencier des autres auditeurs. Pour le bruit mécanique, il semble que les auditeurs 4 et 8 ont élaboré des partitions qui se distinguent des autres. L'analyse des stimuli portera donc les partitions de tous les auditeurs excepté les numéros 4 et 8.

Selon les stimuli

Les partitions des tests de catégorisation sont transcrites en matrice de co-occurrences, qui reflètent la composition des classes d'équivalences. Cette matrice se compose de 1 et 0 selon que le son appartient ou non à une classe d'équivalence, la diagonale de cette

matrice est donc composée de 1. Par exemple, si un sujet regroupe les (1,3,5), puis (4), puis (2,6), la matrice de co-occurrences de cette partition est :

$$\begin{array}{c|cccccc}
 \text{Son} & 1 & 2 & 3 & 4 & 5 & 6 \\
 \hline
 1 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 2 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
 3 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 4 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
 5 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \\
 6 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1
 \end{array} \tag{3.1}$$

La matrice de co-occurrence globale $[A]$, est la somme des N matrices de co-occurrences individuelles obtenues par la formule 3.1. Il est ensuite possible de définir une matrice de distance $[D]$ d'après l'équation 3.2 dont une valeur de 1 indique une différence totale et 0 une similarité entière.

$$[D] = [1] - \frac{[A]}{N} \tag{3.2}$$

Il est usuel de regarder la distance estimée entre les sons par un arbre d'agglomération, aussi appelé dendrogramme. Cette représentation a pour avantage de visualiser simplement les distances auxquelles deux classes s'agglomèrent, facilitant la définition des sons similaires entre eux. Les dendrogrammes des bruits de combustion et mécaniques sont représentés en figure 3.3.

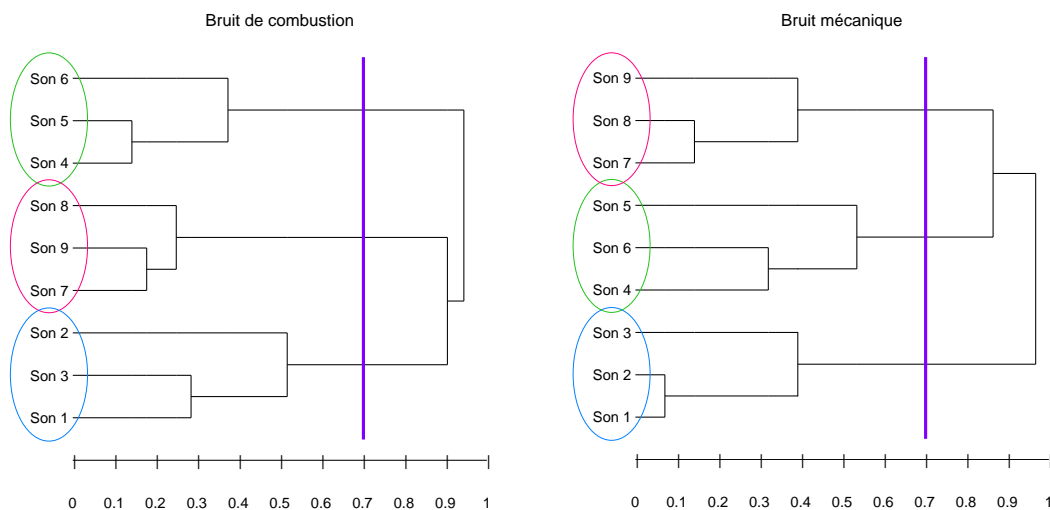


FIGURE 3.3 – Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion (gauche) et mécaniques (droite) selon l'indice de Rand asymétrique.

Une importante ressemblance entre les deux dendrogrammes s'établit clairement. Ils se scindent en trois groupes composés des sons (1,2,3), (4,5,6) et (7,8,9). En se référant au tableau 3.1, il apparaît que les trois groupes de stimuli sont liés à la pression cylindre. Les sons 1, 2 et 3 ont en commun la pression cylindre du point de fonctionnement 1, et idem respectivement pour les deux autres groupes. Il est aussi utile de noter que les bruits de combustion issus de la même pression cylindre ne sont pas identiques. Les sons ayant été égalisés, le niveau sonore n'est pas un critère distinctif. Cela met en évidence une influence du spectrofiltre sur la perception des sons. L'effet du changement de spectrofiltre sur le

bruit de combustion reste relativement moindre que celui engendré par un changement de pression cylindre.

Le timbre du bruit de combustion semble alors dominé par la pression cylindre. Cette constatation signifie donc que le bruit émis par la structure dépend principalement des caractéristiques de la source.

Le bruit mécanique ne possède pas de lien avec la pression cylindre, mais il convient de rappeler qu'il possède une partie dépendante de la charge, illustrée en partie 1.1.2 dans la figure 1.3. Cela explique donc que les bruits mécaniques se rapportant au point de fonctionnement 1 sont regroupés ensemble, et idem pour les autres.

Cette expérimentation perceptive a permis de s'assurer que la substitution du filtre conventionnel dans le calcul du bruit de combustion n'endommage pas la séparation des sources de bruit du moteur Diesel. L'application d'un spectrofiltre commun est alors possible, dans le but de prévoir l'influence de modifications de réglages moteur, tels que des paramètres d'injection, sur la perception du bruit moteur.

3.2 Utilisation de la cohérence pour définir un filtre commun

Il convient à présent de définir une technique d'estimation de ce filtre commun. Il a tout d'abord été pensé de calculer simplement la moyenne arithmétique des spectrofiltres calculés conventionnellement pour plusieurs points de fonctionnement. Toutefois cette approche n'aboutit pas à des résultats satisfaisants. Il a été constaté que certains signaux, utilisés pour le calcul du spectrofiltre, possèdent une très faible cohérence dans certaines bandes de fréquence, impliquant des erreurs dans le filtre moyen. Afin d'obtenir un filtre commun plus juste, il a donc été décidé de synthétiser ce filtre en se basant sur la cohérence entre la pression cylindre et le signal acoustique. Le régime est en premier lieu fixé pour simplifier l'estimation et les interprétations. Les réglages utilisés dans cette partie sont 1300 tr/min, à 23, 43, 61, 81, 110, 133, 152 et 165 Nm.

3.2.1 Filtre de meilleure cohérence

Détermination

La méthode employée est présentée pour un cylindre, mais s'applique bien évidemment à tous les cylindres. La cohérence entre la pression cylindre et le signal du microphone de chaque cas de charge est enregistrée. Ainsi une sélection est effectuée pour chaque fréquence, afin de retenir la meilleure cohérence. Le filtre commun est ensuite simplement composé, pour chaque fréquence, du spectrofiltre possédant la meilleure cohérence. Ce filtre commun est arbitrairement appelé filtre optimal, pour le distinguer par la suite d'autres estimations. Le filtre optimal établi pour le cylindre 1 est affiché en figure 3.4. Cette figure illustre également les spectrofiltres à 23 et 110 Nm, montrant par exemple qu'entre 1110 et 1230 Hz le filtre optimal correspond au spectrofiltre à 110 Nm, puisqu'il possède la plus grande cohérence.

Analyses

La figure 3.4 met en évidence une mauvaise estimation en module du filtre entre 500 et 1500 Hz. Ceci s'explique par des sauts d'amplitude d'une fréquence à une autre, générant une absence de continuité dans le filtre optimal. Cet effet se retrouve dans la même bande fréquentiel pour la phase du filtre, en figure 3.5.

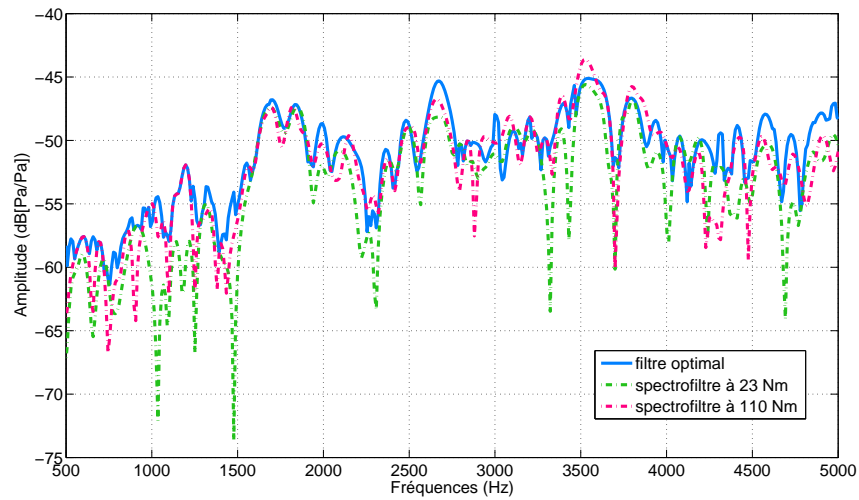


FIGURE 3.4 – Module du filtre commun optimal (trait plein bleu) défini pour chaque fréquence par le spectrofiltre de meilleure cohérence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.

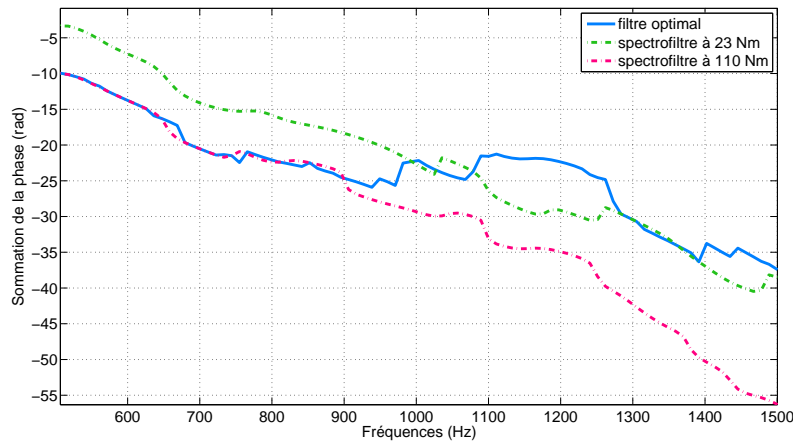


FIGURE 3.5 – Phase du filtre commun optimal (trait plein bleu) défini pour chaque fréquence par le spectrofiltre de meilleure cohérence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.

Ces erreurs d'estimation se répercutent sur les bruits synthétisés par ce filtre commun. Les spectres de certains bruits de combustion conventionnels ont été comparés aux bruits synthétisés avec le filtre optimal en figure 3.6.

Les bruits obtenus possèdent des différences perceptives notables, essentiellement pour les composantes basses fréquences. Il est donc nécessaire de déterminer un autre filtre commun.

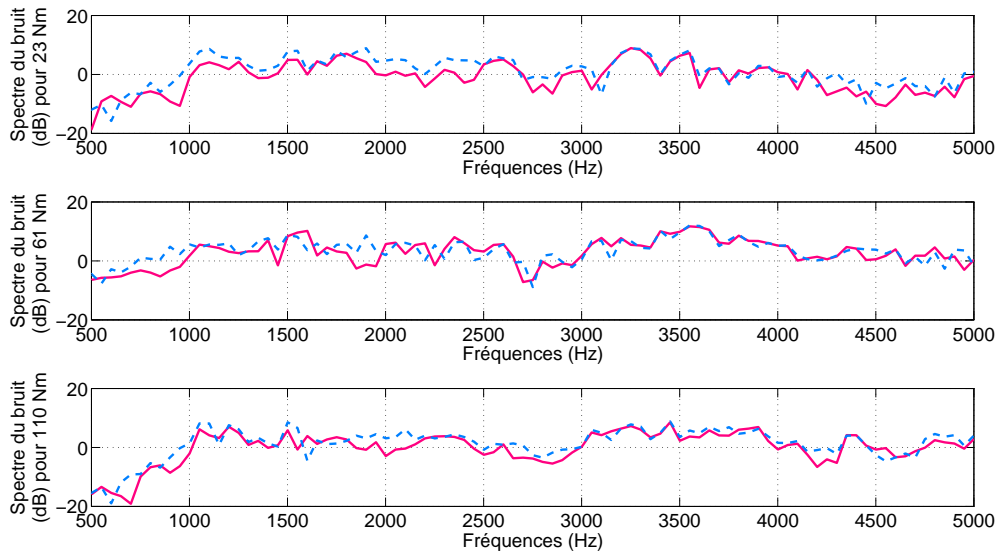


FIGURE 3.6 – Spectre du bruit synthétisé à partir du filtre optimal (bleu), avec le bruit de combustion conventionnel (rose), du cylindre 1, à 23 Nm (haut), 61 Nm (milieu) et 110 Nm (bas).

3.2.2 Filtre moyen pondéré par la cohérence

Calcul

Une estimation moins brutale consiste à définir un filtre commun par la moyenne des spectrofiltres pondérés par leur cohérence respective. La formule 3.3 détermine la moyenne M de nombres complexes (z_1, \dots, z_N) pondérés par des coefficients (C_1, \dots, C_N). Cette formule est appliquée aux spectrofiltres de plusieurs régimes, qui sont pondérés par leur cohérence respective.

$$M \{z_1, \dots, z_N\} = \frac{z_1 C_1 + \dots + z_N C_N}{C_1 + \dots + C_N} \quad (3.3)$$

En utilisant cette approche, le filtre le plus cohérent est mis en valeur tout en conservant une continuité selon la fréquence dans la création du filtre commun, comme illustré en figure 3.7.

Interprétations

Ce filtre moyen apparaît plus adapté à la séparation de sources car plus proche des spectrofiltres conventionnels, aussi bien en amplitude (figure 3.7) qu'en phase (figure 3.8).

Les discontinuités notables dans le filtre optimal n'existent plus dans le filtre moyen. Il est alors intéressant de confronter les spectres de bruits synthétisés par les deux filtres communs, avec les bruits de combustion conventionnels (figure 3.9).

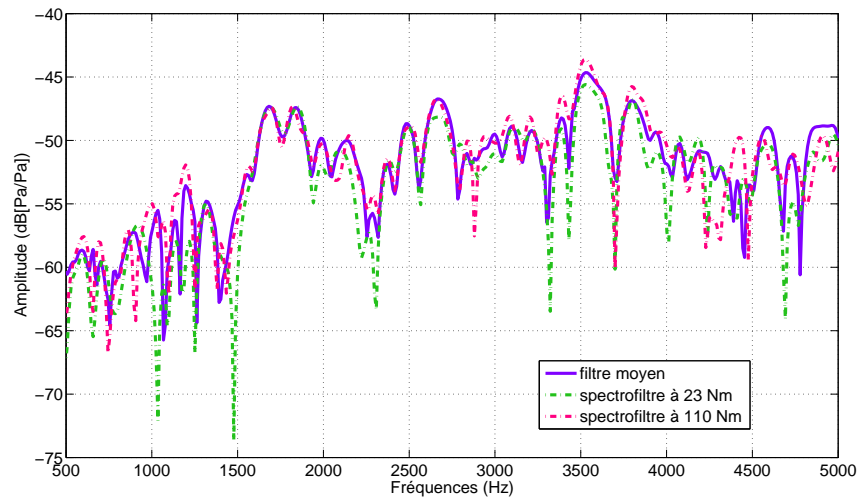


FIGURE 3.7 – Module du filtre commun moyen (trait plein violet) défini pour chaque fréquence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.

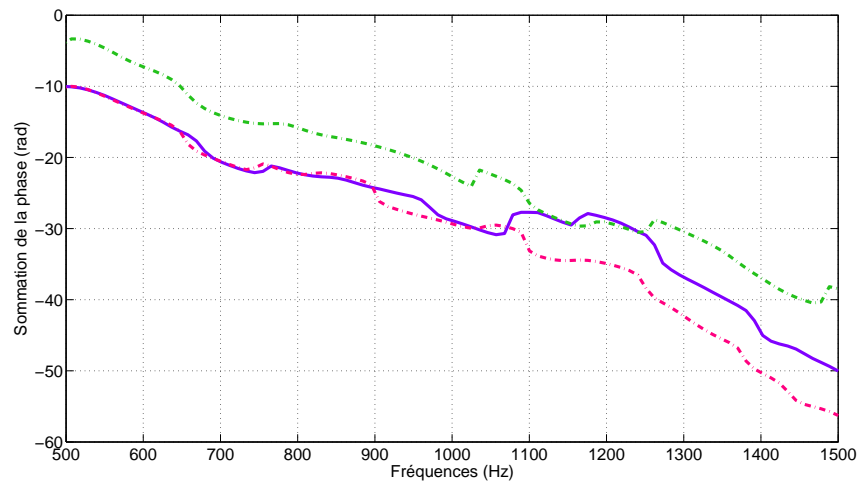


FIGURE 3.8 – Phase du filtre commun moyen (trait plein violet) défini pour chaque fréquence, tracé pour les spectrofiltres à 23 Nm (pointillés verts) et 110 Nm (pointillés roses), pour le cylindre 1.

Une grande similitude entre les bruits s’observent au dessus de 2.5 kHz. En dessous de cette fréquence, le bruit calculé avec le filtre moyen possèdent une allure plus proche de celle du bruit de combustion que le bruit obtenu avec le filtre optimal. Cette amélioration se constate à l’écoute des bruits, mais des différences persistent, dont les plus marquantes résident dans les composantes basses fréquences.

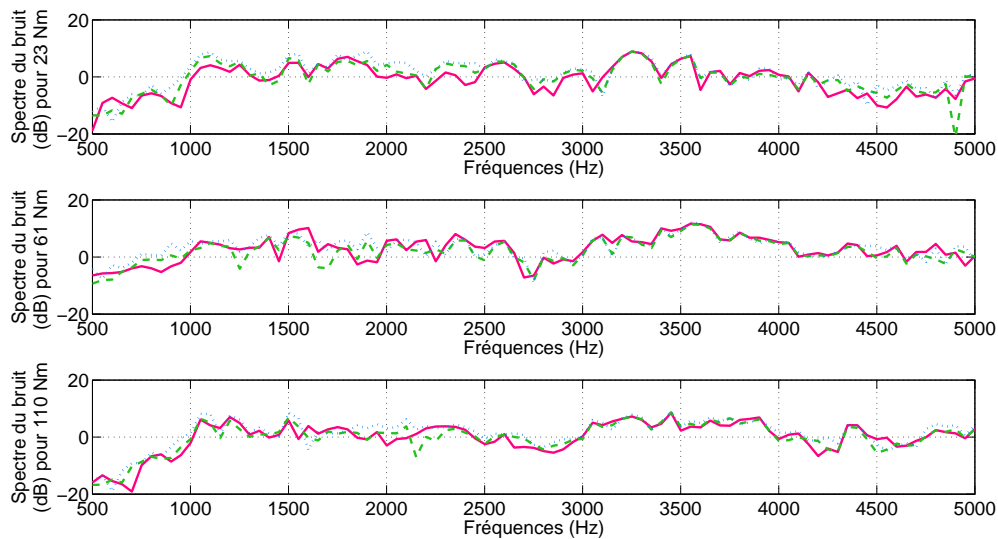


FIGURE 3.9 – Spectre du bruit synthétisé à partir du filtre moyen (violet), optimal (pointillés bleus), avec le bruit de combustion conventionnel (rose), du cylindre 1, à 23 Nm (haut), 61 Nm (milieu) et 110 Nm (bas).

3.3 Conclusion du chapitre

Une expérimentation perceptive a permis de montrer que le timbre du bruit de combustion est dominé par la pression cylindre. Ainsi, il apparait possible de substituer le spectrofiltre conventionnel par un filtre aux propriétés similaires pour séparer le bruit de combustion du bruit mécanique. Pour que le filtre commun soit le plus juste possible, il est pensé de définir ce filtre à partir de la cohérence entre la pression cylindre et le signal acoustique. La première estimation, appelée filtre optimal, consiste à sélectionner pour chaque fréquence le spectrofiltre possédant la meilleure cohérence. Toutefois cette méthode implique des discontinuités dans le filtre faussant la séparation du bruit de combustion. Afin de palier à ce problème, une autre approche repose sur la moyenne des spectrofiltres pondérés par leurs cohérences respectives. Malgré l'amélioration apportée, ce filtre moyen génère des bruits possédant des différences perceptives notables avec les bruits de combustion standards. La conception du filtre commun doit alors être plus poussée, en reposant par exemple sur des grandeurs caractéristiques de la structure.

Chapitre 4

Estimation modale

Le chapitre précédent a montré qu'il est nécessaire d'approfondir l'estimation du filtre commun. Le spectrofiltre possède des propriétés particulières, il semble donc utile d'effectuer un tri d'informations. Il est alors envisagé de construire ce filtre commun à partir de données caractéristiques de la structure, puisqu'elles sont communes à tous les spectrofiltres. Ces données se voient modifiées lors du calcul du filtre optimal et du filtre moyen. L'objectif consiste donc à identifier les paramètres modaux des spectrofiltres, pour estimer le filtre commun à partir des paramètres identifiés et triés.

4.1 Sélection des méthodes adaptées au filtre de Wiener

4.1.1 Démarche de sélection

Ces travaux cherchent à estimer les paramètres modaux du spectrofiltre à partir des mesures établies sur banc d'essais, ce qui correspond à de l'analyse modale expérimentale. De nombreuses méthodes existent afin de répondre aux divers cas d'application : temporel/fréquentiel, modélisation du système considéré, etc... Ainsi chaque méthode possède des propriétés et des conditions d'application qui lui sont propres. Deux grandes catégories de méthodes d'analyse modale expérimentale peuvent se distinguer : les approches polynomiales, et celles dites de sous-espace. L'objectif consiste alors à définir la ou les méthodes permettant d'estimer au mieux les paramètres modaux des spectrofiltres.

Les méthodes polynomiales

La procédure générale de ces méthodes, clairement expliquée par Allemang et Brown [AB98], repose sur l'utilisation du modèle de moyenne glissante autorégressive (ARMA selon l'anglais) pour représenter le système étudié. Ce modèle se formule selon les équations (4.2) et (4.3), respectivement en fréquence et en temps. La fonction de transfert H d'un système SISO (une entrée F et une sortie X) peut s'exprimer selon les coefficients γ_k et β_k , respectivement liés aux données d'entrée et de sortie du système.

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{\beta_K(j\omega)^K + \beta_{K-1}(j\omega)^{K-1} + \dots + \beta_1(j\omega)^1 + \beta_0(j\omega)^0}{\gamma_M(j\omega)^M + \gamma_{M-1}(j\omega)^{M-1} + \dots + \gamma_1(j\omega)^1 + \gamma_0(j\omega)^0} \quad (4.1)$$

Les coefficients auto-regressifs sont des scalaires pour les systèmes SISO et des matrices pour les systèmes MIMO (plusieurs entrées et plusieurs sorties). De manière générale et par réarrangement, l'équation (4.1) devient (4.2).

$$\sum_{k=0}^M [[\gamma_k](j\omega)^k] [H(\omega)] = \sum_{k=0}^K [[\beta_k](j\omega)^k] \quad (4.2)$$

Les données d'entrée correspondent à une excitation de type impulsif, ces valeurs deviennent nulles à partir d'un temps assez grand ce qui permet l'élimination des termes β_k dans le domaine temporel.

$$\sum_{k=0}^M [\gamma_k][h(t_{n+k})] = 0 \quad (4.3)$$

De cette équation temporelle (4.3) se déduit l'équation (4.4).

$$\gamma_M z^M + \gamma_{M-1} z^{M-1} + \dots + \gamma_1 z + \gamma_0 = 0 \quad (4.4)$$

L'objectif est alors de résoudre cette équation polynomiale, puisque les racines correspondent aux pôles z^k contenant les paramètres modaux. Pour cela deux étapes principales sont à respecter. La première consiste à déterminer les coefficients autorégressifs, afin de construire la matrice compagnon Co . La seconde étape concerne la décomposition en valeurs propres de la matrice Co , les valeurs propres obtenues correspondent aux pôles recherchés. Cette démarche est générale, lorsque les coefficients sont des scalaires, il suffit de résoudre l'équation polynomiale.

$$[Co] = \begin{bmatrix} [-\gamma_{m-1}] & [-\gamma_{m-2}] & \dots & [-\gamma_2] & [-\gamma_1] & [-\gamma_0] \\ [I] & [0] & \dots & [0] & [0] & [0] \\ [0] & [I] & \dots & [0] & [0] & [0] \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ [0] & [0] & \dots & [I] & [0] & [0] \\ [0] & [0] & \dots & [0] & [I] & [0] \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

De manière générale, un système représenté par un modèle ARMA possède une réponse impulsionnelle qui se compose d'exponentielles complexes. La résolution de l'équation fréquentielle (4.2) donne les pôles λ_k , alors que l'utilisation de l'équation temporelle (4.3) donne les pôles z_k , impliquant un calcul supplémentaire, selon la formule (4.6) pour obtenir les λ_k , qui se composent de l'amortissement δ_k et de la fréquence naturelle amortie ω_{dk} .

$$z_k = e^{\lambda_k \Delta t}, \lambda_k = -\delta_k + j \omega_{dk} \quad (4.6)$$

Les méthodes polynomiales sont souvent employées [BMO12, MS01, Lar07] en analyse modale expérimentale, étant donné leur diversité. La procédure, présentée précédemment, peut s'appliquer à la réponse en fréquence, tout comme à la réponse impulsionnelle. Cette particularité évite le passage d'un domaine d'étude à l'autre (soit une perte d'information), et permet ainsi de travailler directement sur les données de mesure.

Une fois les pôles identifiés, il faut déterminer les amplitudes et phases modales, aussi appelés résidus, pour synthétiser le signal. Si les méthodes polynomiales sont similaires dans la procédure d'identification des pôles, elles se distinguent clairement dans le calcul des résidus. Par exemple, la méthode d'exponentielles complexes aux moindres carrés (LSCE en anglais) consiste à réduire l'erreur quadratique de reconstruction du signal, ce qui revient à estimer les résidus selon la méthode des moindres carrés.

Le nombre de modes à identifier est un paramètre important, puisqu'il correspond à l'ordre de modélisation. Il est donc nécessaire de l'estimer au mieux. Pour cela, plusieurs techniques ont été développées, dont la minimisation de l'erreur simple ou quadratique entre le signal et son estimation, ou l'utilisation du diagramme de stabilisation. Ce diagramme représente la réponse en fréquence à laquelle sont superposés les modes identifiés

selon l'ordre de modélisation. L'augmentation de l'ordre de modélisation implique un accroissement des paramètres identifiés jusqu'à une certaine valeur, où l'estimation des paramètres physiques se stabilisent. Cette valeur indique l'ordre de modélisation optimal.

Pour résumer, les méthodes polynomiales reposent sur l'utilisation du modèle ARMA, ce qui implique la résolution d'une équation polynomiale. Les solutions de cette équation correspondent aux pôles du signal. Les différentes méthodes existantes diffèrent selon le domaine d'application, ainsi que selon l'ordre de modélisation. Pour le filtre de Wiener, les données à exploiter sont temporelles, et possèdent la forme d'une somme d'exponentielles complexes. Compte tenu de l'allure de son spectre, un haut ordre est nécessaire. D'après Allemang et Brown [AB98] la méthode polynomiale LSCE est adaptée pour le spectrofiltre puisqu'elle est temporelle et de haut ordre.

Les méthodes sous-espace

Ces méthodes supposent que le signal de mesure x_n est composé d'un bruit qui se superpose au signal. Elles reposent sur la décomposition de la matrice de covariance R_{xx} pour séparer l'espace du signal x_n en un sous-espace signal et un sous-espace bruit. Deux catégories existent : les méthodes paramétriques, et celles stochastiques.

Les méthodes stochastiques adoptent un modèle espace d'état, qui idéalise le comportement de la structure [BMO12]. Ce modèle transforme l'équation différentielle du second ordre du modèle ARMA en une équation différentielle du premier ordre en utilisant une représentation dans un espace de dimension double. La propriété fondamentale des systèmes espace d'état stochastiques est la décomposition (4.7) de la matrice de covariance R_i selon la matrice A de transition d'état et des matrices B et C composées par les caractéristiques physiques du système.

$$R_i = CA^{i-1}B \quad (4.7)$$

La représentation générale d'un système de vecteurs d'entrée $u_n \in \mathbb{R}^m$ et de sortie $y_n \in \mathbb{R}^p$ avec une réponse impulsionnelle g_n est :

$$y_n = \sum_{k=0}^{\infty} g_k u_{n-k} \quad (4.8)$$

Le modèle espace d'état stochastique de vecteur d'état $x_n \in \mathbb{R}^n$ et de termes stochastiques v_n et w_n (erreurs de mesure respectivement sur les sorties et les entrées) se définit par :

$$\begin{aligned} x_{n+1} &= Ax_n + Bu_n + w_n \\ y_n &= Cx_n + Du_n + v_n \end{aligned} \quad (4.9)$$

L'identification des sous-espaces peut s'effectuer directement à partir des données, ce qui requiert l'utilisation de la matrice de Hankel H [MAL96], ou selon la matrice de covariance qui implique l'utilisation de la matrice de Toeplitz T [PDR01]. La matrice créée (Hankel ou Toeplitz) est égale au produit entre la matrice d'observabilité O et celle de contrôlabilité Γ , qui peuvent se définir selon les matrices A , B et C . La décomposition en valeurs singulières des matrices créées permet de d'identifier le rang de ces matrices, soit l'ordre du modèle, et donc la taille des matrices O et Γ .

Si les calculs s'effectuent selon la matrice de Hankel :

$$\begin{aligned}
 [\Gamma] &= [B \quad AB \quad \dots \quad A^{r-1}B] \in \mathbb{R}^{n \times rm} \\
 [O] &= \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{q-1} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{pq \times n}
 \end{aligned} \tag{4.10}$$

Avec $r, q \geq n$. La propriété principale de l'identification de sous-espace d'état est que les bruits v_n et w_n sont non-corrélés avec l'entrée u_n . Pour obtenir la matrice de transition A , une projection du vecteur futur des observations sur celles passées est appliquée, ce qui revient à une suppression de la colonne représentant le vecteur y_n à l'instant initial dans la matrice de Hankel.

Avec la matrice de Toepliz, définie à partir de la matrice de covariance R_i , la matrice de controlabilité se trouve inversée, et les matrices O et Γ de dimensions similaires :

$$\begin{aligned}
 [\Gamma] &= [A^{i-1}B \quad \dots \quad AB \quad B] \in \mathbb{R}^{n \times im} \\
 [O] &= \begin{bmatrix} C \\ CA \\ \vdots \\ CA^{i-1} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{pi \times n}
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

La démarche reste identique : décomposition en valeurs singulières de la matrice T puis détermination des matrices O et Γ à partir de l'ordre du système.

Dans certains cas, seules les mesures de sorties sont connues, la méthode ne s'applique donc pas à la fonction de transfert du système, mais aux mesures de sortie directement [Lar07, PDR01]. Mc Kelvey et al. [MAL96] ont développé deux algorithmes d'identification stochastique de sous-espace, qui se sont avérés très performants face à des méthodes classiques polynomiales. Toutefois, compte tenu de la complexité de la structure réelle du moteur, il apparaît difficile de pouvoir maîtriser les matrices dépendantes de la structure.

Les méthodes sous-espaces paramétriques sont largement présentées dans [Bad05, Ege09], la théorie sera détaillée en partie 4.1.2. Ces méthodes concernent essentiellement les estimations de signaux sinusoidaux modulés par des exponentielles. La propriété principale est que le signal de mesure est supposé composé d'une somme d'exponentielles complexes et d'un bruit blanc. La séparation des deux sous-espace est produite par la décomposition en valeurs singulières de la matrice de covariance du signal de mesure. Un ordre de modélisation doit être défini, il permet d'identifier la taille des sous-espace. Parmi les méthodes sous-espaces paramétriques, souvent dites à haute résolution, la méthode ESPRIT apparaît la plus performante [Ege09]. ESPRIT (ESTimation of Parameters via Rotational Invariance Techniques) repose sur l'invariance rotationnelle de la matrice de covariance du signal, et utilise le critère des moindres carrés pour estimer les résidus.

4.1.2 Mise en œuvre des méthodes ESPRIT et LSCE

Les deux méthodes ont pour objectif la décomposition du signal mesuré dans une base d'exponentielles complexes :

$$s(t) = \sum_{k=1}^K r_k e^{\lambda_k t} \tag{4.12}$$

Quand le signal est échantillonné, l'équation (4.12) devient :

$$s_n = \sum_{k=1}^K r_k z_k^{n-1}, n \in [1 \dots N] \quad (4.13)$$

Avec

$$z_k = e^{\lambda_k \Delta t} \quad (4.14)$$

$$\lambda_k = -\delta_k + j \omega_{dk} = -\alpha_k \omega_{uk} + j \omega_{uk} \sqrt{1 - \alpha_k^2} \quad (4.15)$$

δ_k est l'amortissement, α_k le taux d'amortissement, ω_{uk} la fréquence naturelle non amortie, et ω_{dk} la fréquence naturelle amortie du mode k , les coefficients complexes r_k sont appelés les résidus.

L'objectif de ces méthodes est d'identifier les pôles z_k puis de déterminer les résidus r_k pour estimer le signal s_n . Une fois les pôles connus, les fréquences non amorties peuvent facilement être obtenues d'après les équations (4.14) et (4.15).

Identification des pôles

La première étape consiste à identifier les pôles, à partir d'un hypothétique nombre K de composantes du signal. La décomposition du signal, équation (4.12), induit que les couples (r_k, λ_k) et (r_k^*, λ_k^*) représentent la même composante. Par conséquent, la recherche de $2K$ pôles complexes permet l'identification de K composantes réellement différentes.

Les deux méthodes organisent le signal mesuré dans une matrice de Hankel. Pour la méthode ESPRIT, le nombre de lignes, noté n , dépend de la longueur N du signal. Selon Ege [EBD09], l'intervalle optimal pour choisir n est compris entre $N/3$ et $2N/3$. Le nombre K de pôles recherchés est indiqué par le nombre de colonnes de la matrice de Hankel. Dans cette méthode, la valeur du nombre K est donc dépendante du nombre n , et se limite entre $2N/3$ et $N/3$.

Pour LSCE, la seule contrainte s'applique au nombre de colonnes de la matrice de Hankel. Pour identifier tous les pôles, il faut en chercher $2K$ pour ensuite trier et conserver les K pôles réels. Ainsi il est nécessaire que la matrice de Hankel possède $2K$ colonnes.

$$X_{esprit} = \begin{bmatrix} x_1 & \cdots & x_{N-n-1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_n & \cdots & x_{N-1} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

$$X_{lsce} = \begin{bmatrix} x_1 & \cdots & x_{2K} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ x_{N-2K} & \cdots & x_{N-1} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Les similarités directes entre les deux méthodes s'arrêtent là. ESPRIT repose sur le calcul de la matrice d'autocorrélation $R_{XX} = \frac{1}{T} X X^H$, qui est ensuite décomposée en valeurs propres. Les vecteurs propres w_i , correspondant aux $2K$ plus grandes valeurs propres, sont utilisées pour construire une matrice Φ . Soit W la matrice composée des vecteurs w_i pour colonnes. W_{\uparrow} est la matrice W dont la première ligne est retirée, et W_{\downarrow} dont la dernière ligne de W est ôtée. Φ est alors définie par la relation :

$$\Phi = W_{\downarrow}^+ W_{\uparrow} \quad (4.18)$$

où W_{\uparrow}^+ représente la pseudo-inverse de W_{\uparrow} . Les valeurs propres de la matrice Φ s'avèrent être les pôles z_k , à partir desquels se déduisent les paramètres modaux.

La méthode LSCE possède une toute autre approche. Il est supposé que le système étudié puisse être décrit par une équation différentielle linéaire à coefficients constants d'ordre $2K$.

$$A_{2k} \left(\frac{d}{dt} \right)^{2K} x(t) + \dots + A_0 x(t) = 0 \quad (4.19)$$

Pour un signal discret, cela revient à :

$$\sum_{k=1}^{2K+1} a_k x_{n+k-1} = 0 \quad (4.20)$$

a_{2K+1} est arbitrairement fixé à 1 pour identifier les autres coefficients a_k ($k \in [1 \dots 2K]$). Chaque valeur x_n ($n \in [2K + 1 \dots N]$) est donc une fonction des $2K$ précédentes, ce qui conduit au système suivant :

$$X_{lsce} * \begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_{2K} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} x_{2K+1} \\ \vdots \\ x_N \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

Ce système doit être inversé. L'unicité de la solution implique $K < 4N$, le système est alors sur-déterminé et peut être résolu par pseudo-inversion.

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_{2K} \end{bmatrix} = -X_{lsce}^+ \begin{bmatrix} x_{2K+1} \\ \vdots \\ x_N \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Chaque composante du signal discret x_n , définie comme rz^{n-1} , doit être une solution de l'équation (4.20). Ceci conduit à l'équation polynomiale (4.23), dont les racines sont les pôles à identifier.

$$\sum_{k=1}^{2K+1} a_k z_n^{k-1} = 0 \quad (4.23)$$

Par la suite, seules les racines complexes à partie imaginaire positive sont conservées (sélection des K composantes).

Identification des résidus

L'identification des résidus est obtenue selon la méthode des moindres carrés [Bad05], qui revient à une pseudo-inversion du système construit par l'équation 4.13.

$$[r_k] = V^+ x \quad (4.24)$$

où r_k et x représentent respectivement les résidus et le signal. V est la matrice de Vandermonde, déterminée à partir des K pôles identifiés précédemment.

$$V = \begin{bmatrix} 1 & 1 & \dots & 1 \\ z_1 & z_2 & \dots & z_K \\ z_1^2 & z_2^2 & \dots & z_K^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ z_1^{N-1} & z_2^{N-1} & \dots & z_K^{N-1} \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

La synthèse du signal s est issu de l'équation suivante :

$$s = 2\Re e([r_k]V) \quad (4.26)$$

4.2 Etude des méthodes ESPRIT et LSCE sur un signal synthétique

Afin d'évaluer les performances des méthodes ESPRIT et LSCE, il est préférable de travailler dans un premier temps sur un signal synthétique. Les paramètres modaux sont alors connus, ce qui permet une comparaison fiable avec leurs estimations. La stabilité et la robustesse des méthodes seront étudiées à partir du signal synthétique bruité, puis décalé temporellement.

4.2.1 Signal simple

Présentation du signal

L'objectif consiste à synthétiser un signal assez proche du spectrofiltre, mais grandement simplifié. Pour cela, la construction s'établit à partir de paramètres modaux fixés, qui définiront les exponentielles complexes générant le signal. La fréquence d'échantillonnage f_e est de 44.1 kHz et les taux d'amortissement α_k suivent la loi (4.27), afin de coller au mieux avec l'évolution identifiée [Lec03] du taux d'amortissement des filtres de Wiener. Le nombre de modes est limité à 31, et les fréquences propres f_{uk} sont régulièrement espacées de 150 Hz entre 500 et 5000 Hz (pour simplifier le modèle).

$$\alpha_k = \frac{0.07}{0.002 \times f_k} \quad (4.27)$$

Les déformées modales, ou résidus r_k , sont aléatoirement définis sous forme complexes à partir de la fonction `'randn'` de Matlab. Une fois tous les paramètres modaux définis, le signal est obtenu en couplant les relations (4.13), (4.14), et (4.15) et $f_{uk} = \omega_{uk}/2\pi$:

$$s_n = \sum_{k=1}^K r_k e^{(n-1)\lambda_k/f_e}, n \in [1 \dots N] \quad (4.28)$$

Avec

$$\lambda_k = 2\pi \left(-\alpha_k f_{uk} + j f_{uk} \sqrt{1 - \alpha_k^2} \right) \quad (4.29)$$

La figure 4.1 illustre le signal synthétique normé et le filtre de Wiener normé du cylindre 1 à 1300 tr/min pour 150 Nm. La similarité des signaux en temps et fréquence est appréciable. Les réponses impulsionnelles possèdent des creux d'amplitude dans leurs enveloppes exponentielles et ont des temps d'amortissement quasi-identiques. D'un point de vue fréquentiel, les allures se ressemblent, excepté en dessous de 1.5 kHz où le spectrofiltre subit une perte d'amplitude d'environ 30dB comparé aux autres fréquences ; alors que le spectre du signal a une amplitude moyenne presque constante sur tout le domaine fréquentiel.

Le signal synthétique possède donc des propriétés qui lui confère une ressemblance satisfaisante avec un spectrofiltre.

Estimation des paramètres modaux

L'estimation modale de ce signal est mise en œuvre avec les méthodes ESPRIT et LSCE, dont la théorie a été détaillée en partie 4.1.2. Les pôles complexes z_k estimés par chaque méthode sont confrontés aux vrais pôles du signal en figure 4.2. Les résultats sont très contrastés. La méthode ESPRIT identifie parfaitement les modes du signal. A l'inverse la méthode LSCE estime des pôles de module et de phase différents.

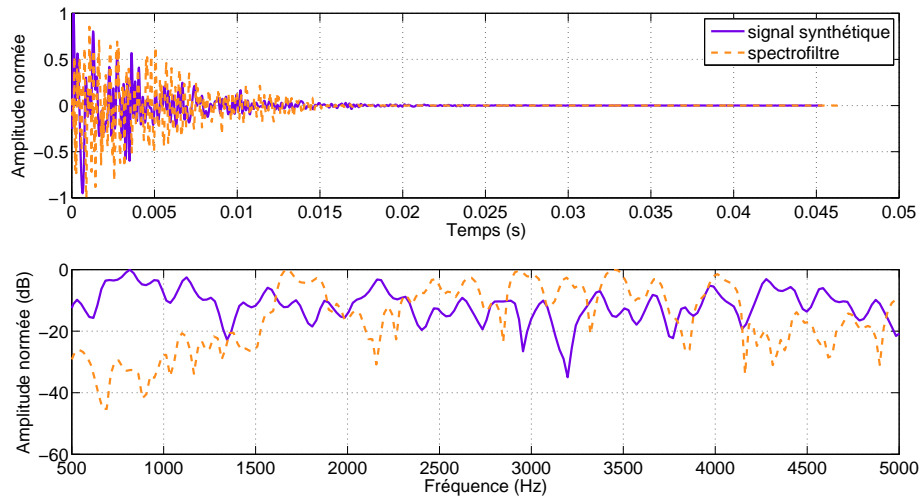


FIGURE 4.1 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique normé (trait plein violet) et du spectrofiltre normé du cylindre 1 à 1300 tr/min pour 150 Nm (pointillé orange).

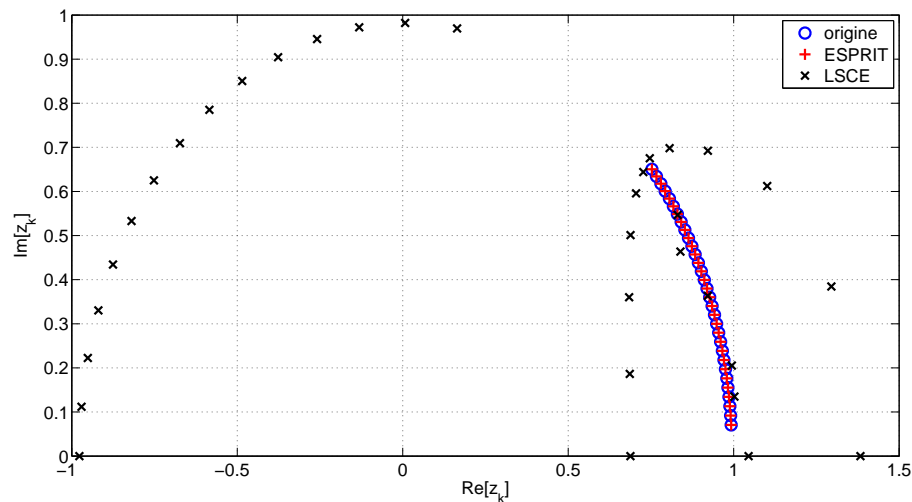


FIGURE 4.2 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire).

Le module des pôles donne une information sur l'amortissement des modes : si le pôle se situe sur le cercle unité, l'amortissement est proche de zéro ; si le module est inférieur à 1 alors la valeur du taux d'amortissement α est positive ; et enfin, si le pôle est en dehors du cercle unité (module supérieur à 1) le taux d'amortissement estimé est négatif. Ce dernier cas signifie que la structure amplifie les oscillations d'excitations ; ce phénomène n'est pas représentatif de notre structure. Les taux d'amortissement de valeur négative sont alors considérés comme physiquement impossible.

Les pulsations propres sont définies par la phase des pôles z_k . Le spectrofiltre étant défini entre 500 et 5000 Hz, la phase des pôles est comprise entre 4 et 40°. La méthode LSCE trouve des modes sur tout le domaine fréquentiel, correspondant à une phase de 0 à

180°. Ainsi cette mauvaise estimation pourrait expliquer l'identification de pôles à amortissement faux (hors du cercle unité) afin de compenser les erreurs pour la reconstruction du signal ensuite.

La différence de résultats obtenus par les deux méthodes peut être liée à leur divergence d'approche. ESPRIT recherche les modes sur les bandes d'énergie dominante, expliquant la bonne estimation des paramètres modaux. LSCE suppose que le signal étudié est entièrement représentatif du système.

4.2.2 Ajout de bruit

Afin de rendre le signal synthétique plus réaliste un bruit aléatoire b_n lui est ajouté, via la commande Matlab `'randn'`. Le signal bruité sb_n , construit à partir du signal précédent : $sb_n = s_n + b_n$. Les variations du niveau de bruit sont facilitées en appliquant le facteur souhaité au bruit b_n préalablement normé.

Badeau [Bad05] a présenté théoriquement l'effet d'un bruit additif dans l'identification des pôles par la méthode ESPRIT. Afin d'observer l'influence d'un bruit additif, deux valeurs du RSB sont arbitrairement choisies : 20 et 10 dB. Les réponses impulsionnelles et les spectres des signaux simple et bruité sont représentés en figure 4.3.

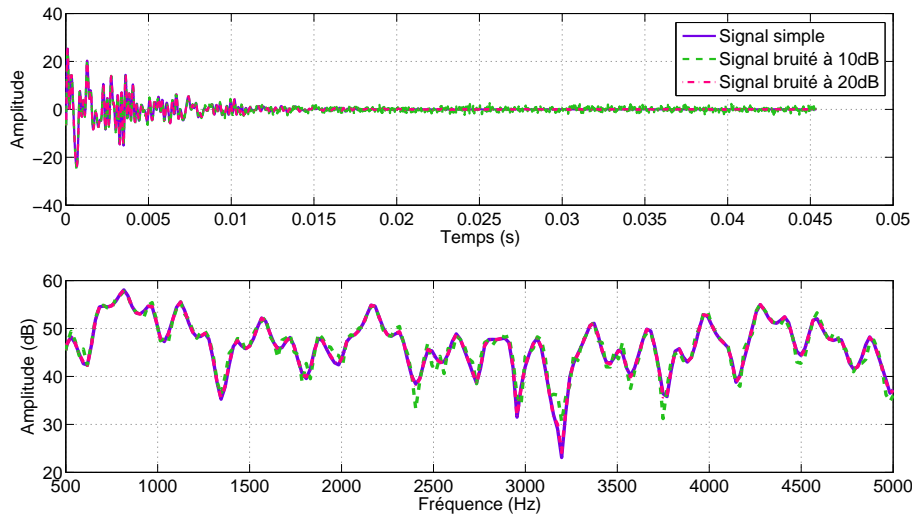


FIGURE 4.3 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux bruités à 10 dB (pointillé vert) puis à 20 dB (pointillé rose).

Les deux méthodes d'estimation modale sont appliquées aux signaux bruités. Les pôles identifiés sont présentés en figure 4.4.

Pour la méthode LSCE, peu de différences sont constatées pour des variations du niveau de bruit. En comparant les figures 4.2 et 4.4, aucun pôle d'amortissement négatif n'est identifié sur un signal bruité, même faiblement. L'identification effectuée sur un signal bruité possède donc plus de sens physique pour la méthode LSCE, que pour un signal simple. La logique de ce phénomène reste inexplicite ici. Par contre, les pôles estimés ne correspondent toujours pas avec ceux du signal d'origine, la méthode LSCE n'est donc pas plus performante pour un signal bruité.

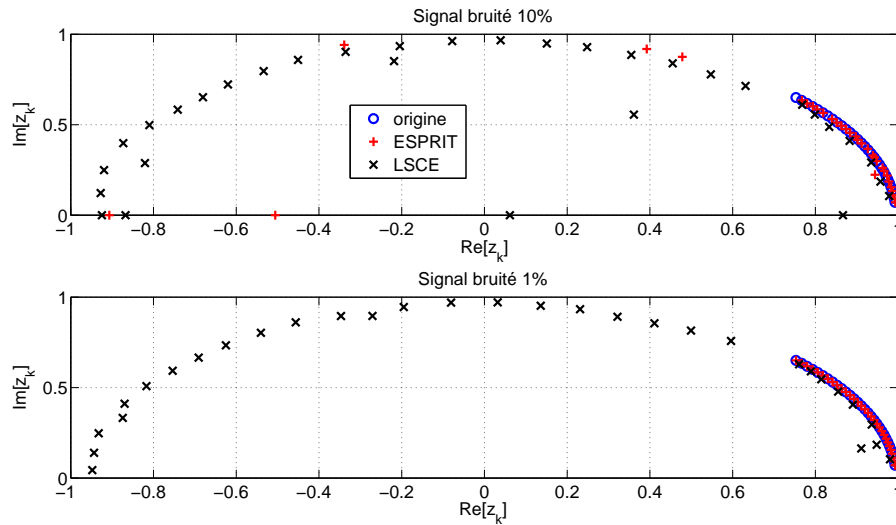


FIGURE 4.4 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 10 dB (haut) puis 20 dB (bas).

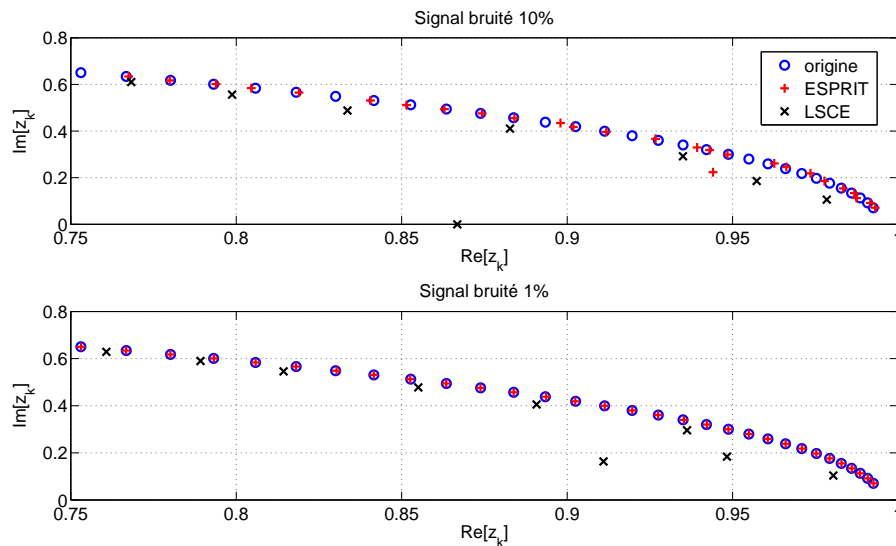


FIGURE 4.5 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 10 dB (haut) puis 20 dB (bas).

Au contraire, un RSB de 10 dB semble commencer à détériorer l'application de la méthode ESPRIT. Pour plus de clarté, un zoom sur le domaine de définition des vrais pôles est effectué en figure 4.5. Dans le but de valider ce seuil, les pôles sont recherchés pour un signal bruité à 0.99 %. Ils correspondent toujours aux pôles du signal d'origine. Le niveau de bruit blanc additionnel est donc un facteur déterminant pour l'identification des paramètres modaux avec la méthode ESPRIT.

L'ajout d'un bruit additionnel perturbe donc l'efficacité d'identification des paramètres modaux avec ESPRIT, quand le rapport signal à bruit atteint 10%. Pour LSCE, l'apport de bruit blanc améliore l'estimation des pôles d'un point de vue physique, mais reste en

majorité en dehors du domaine de définition des vrais pôles.

4.2.3 Effet d'un décalage temporel de l'instant initial

La causalité non exacte du spectrofiltre implique que l'instant initial n'est pas parfaitement connu. Cette imprécision est aussi liée au délai de propagation de l'onde sonore entre le point d'excitation (chambre de combustion) et le point de mesure (microphone). Il est donc intéressant de tester les méthodes ESPRIT et LSCE sur des signaux simples et bruités possédant un décalage temporel.

Sur signal simple

Cette analyse peut sembler inutile puisque le spectrofiltre est bruité. Cependant, pour connaître profondément le fonctionnement des méthodes, il est indispensable de regarder l'effet d'un retard ou d'une avance sur l'estimation des paramètres modaux pour un signal simple. Deux valeurs de décalage temporel sont étudiées : 0.2 et 0.5 ms. Ces valeurs sont choisies de manière purement arbitraire, car le décalage temporel induit par la distance entre la chambre de combustion et le microphone est de 1,1 ms. Une observation est donc d'abord faite pour un faible décalage temporel, selon les résultats il pourra être utile de constater les effets pour de plus grande valeur, ou pas. Les signaux retardés sont tracés dans les domaines temporel et fréquentiel avec le signal d'origine en figure 4.6. Comme attendu, les spectres sont identiques.

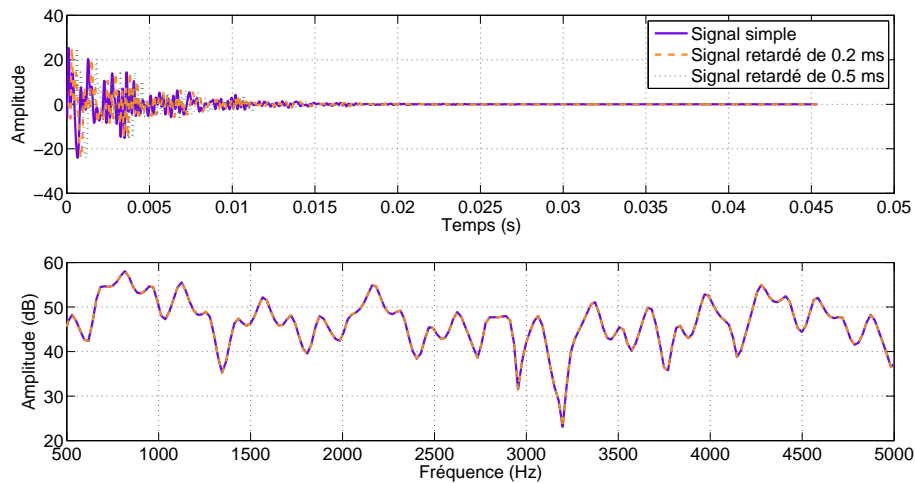


FIGURE 4.6 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux retardés de 0.2 ms (trait discontinu orange) et 0.5 ms (pointillé vert).

A l'inverse, une avance temporelle modifie le spectre, comme observée en figure 4.7. Cette différence peut s'expliquer, pour un signal amorti, par une perte d'énergie dans le cas d'une avance de l'instant initial, qui n'est pas effective pour un retard (énergie du signal conservée).

Tous les signaux sont soumis aux deux méthodes, les pôles estimés sont confrontés aux vrais pôles du signal non décalé temporellement en figures 4.8 et 4.9, pour les signaux retardés, et en figures 4.10 et 4.11 pour les signaux avancés.

La méthode LSCE estime des pôles de plus en plus faux au fur et à mesure que le retard augmente. Premièrement, des amortissements négatifs sont identifiés, tout comme

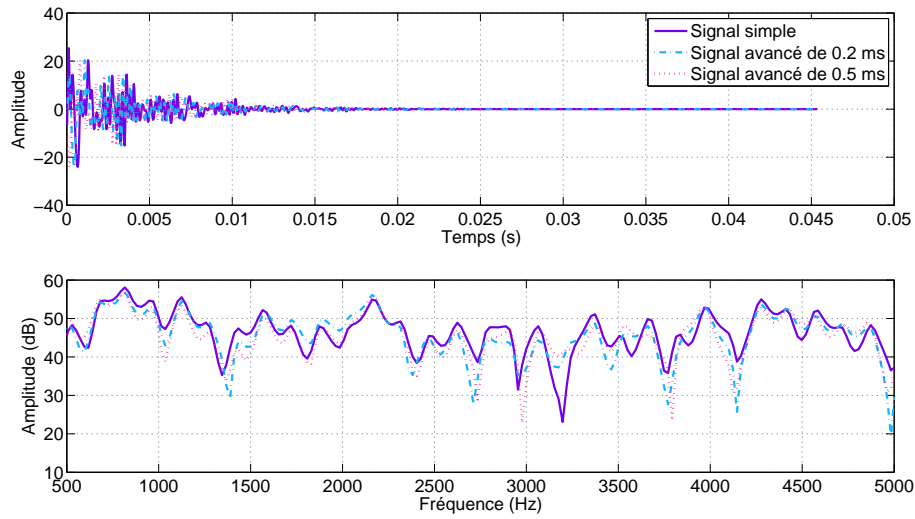


FIGURE 4.7 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) du signal synthétique (trait plein violet) et des signaux avancés de 0.2 ms (trait discontinu bleu) et 0.5 ms (pointillé rose).

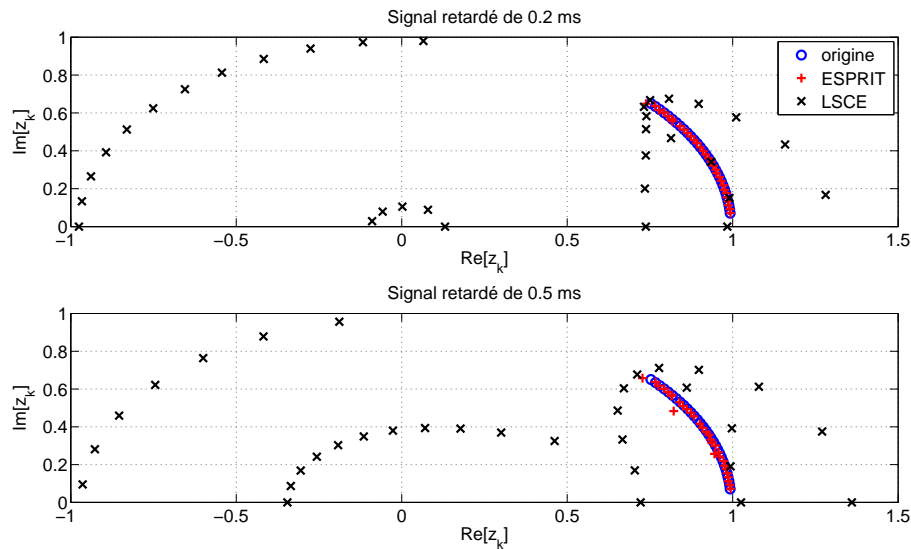


FIGURE 4.8 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour un retard de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).

pour le signal simple en figure 4.2, ce qui est physiquement impossible. Dans un second temps, des pôles à faible module apparaissent, impliquant des amortissements importants, non représentatifs de la structure du moteur. Il convient alors que la méthode LSCE n'est pas adaptée à l'estimation modale de signaux retardés.

La méthode ESPRIT se montre au contraire plus robuste au décalage de l'instant initial. Pour un retard de 0.2 ms, les pôles ne sont plus aussi parfaitement estimés que pour le signal d'origine, mais ils restent dans l'intervalle de définition. Plus le retard augmente, plus l'estimation est faussée, mais elle reste toujours physiquement correcte.

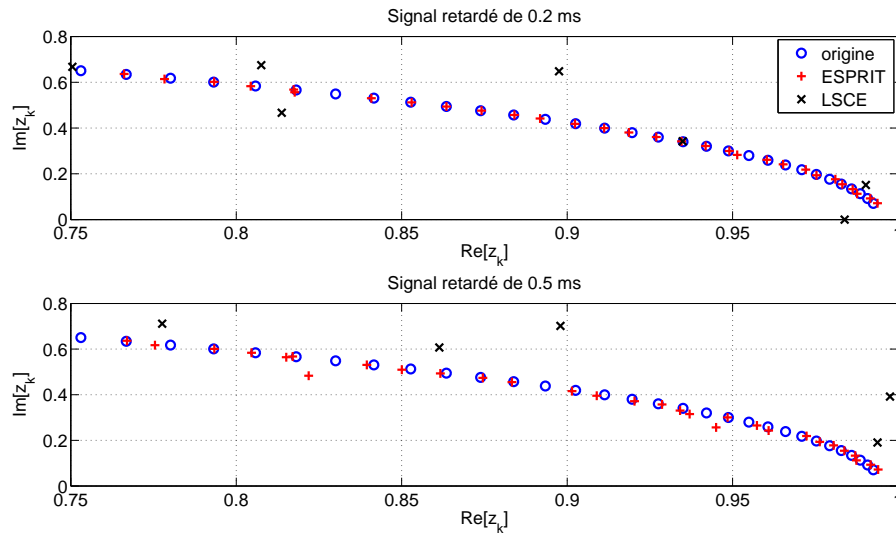


FIGURE 4.9 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour un retard de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).

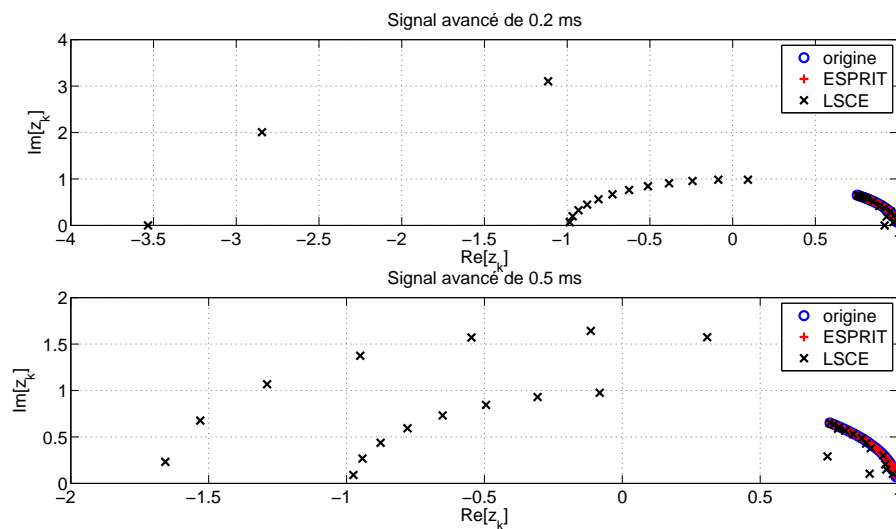


FIGURE 4.10 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour une avance de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).

Une avance temporelle du signal détériore aussi l'identification par la méthode LSCE, mais de manière plus nuancée que pour un retard. Une grande partie des pôles possèdent des amortissements fortement négatifs en dehors du domaine de définition du signal, soit des pôles totalement faux. Cependant, dans l'intervalle de définition du signal, illustré par la figure 4.11, 16 pôles sont identifiés assez justement (dont 3 exactement) dans cet intervalle, en terme d'amortissement et de fréquence; contre 9 faux pour un retard. Il semble donc que LSCE soit plus performante sur un signal avancé, mais cette méthode reste tout de même très mauvaise pour un signal similaire au spectrofiltre.

Concernant ESPRIT, cette méthode montre une très grande précision sur un signal

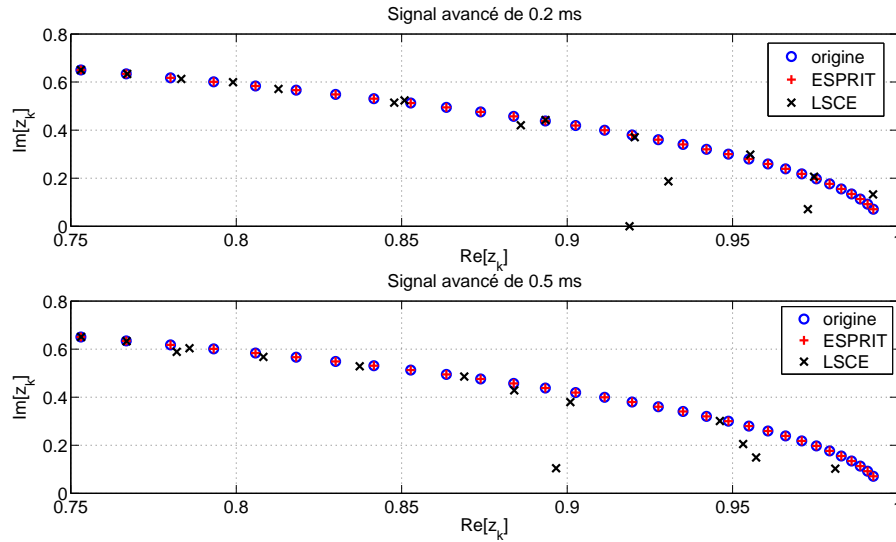


FIGURE 4.11 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), pour une avance de 0,2 ms (haut) et de 0,5 ms (bas).

avancé puisque tous les pôles sont parfaitement identifiés. Le filtre de Wiener à estimer risque de posséder une avance temporelle, et se trouve défini sur un intervalle réduit du domaine spectral. La méthode ESPRIT a montré sa performance pour un signal synthétique simple possédant ces propriétés.

Sur signal bruité

Les méthodes ne sont pas efficaces pour signal possédant un bruit blanc additif de fort RSB (cf. partie 4.2.2). Il semble donc évident que les pôles estimés pour un signal décalé temporellement et fortement bruité sont en grande partie faux, ce qui a été vérifié. Par conséquent, les résultats de l'étude suivante sont présentés pour un faible bruit additif. Les figures 4.12 et 4.13 présentent les résultats obtenus pour des signaux retardés.

L'estimation des pôles par la méthode LSCE pour un signal retardé et bruité est physiquement plus juste que pour le signal simplement retardé. Les pôles possédant un amortissement important (soit un module faible) se retrouvent sur un signal retardé de 0.2 ms et disparaissent avec un accroissement du retard. Néanmoins, seul peu de pôles sont identifiés dans l'intervalle de définition du signal.

Pour un signal uniquement bruité, ESPRIT retrouve exactement les pôles du signal. Lorsque l'instant initial est retardé, ESPRIT n'est plus capable d'estimer les pôles aussi précisément. Cette erreur correspond à celle observée pour le signal d'origine retardé en figure 4.9. De manière analogue plus le retard augmente plus l'estimation devient fautive. Cependant, les pôles faux estimés restent proches des vrais pôles et sont dans l'intervalle de définition du signal.

Pour des signaux bruités avancés (figures 4.14 et 4.15), les conclusions sont similaires à celles du signal simple avancé : LSCE identifie une majorité de pôles faux même pour une faible avance ; et ESPRIT reste performant dans l'identification précise des pôles indépendamment de la valeur de l'avance temporelle.

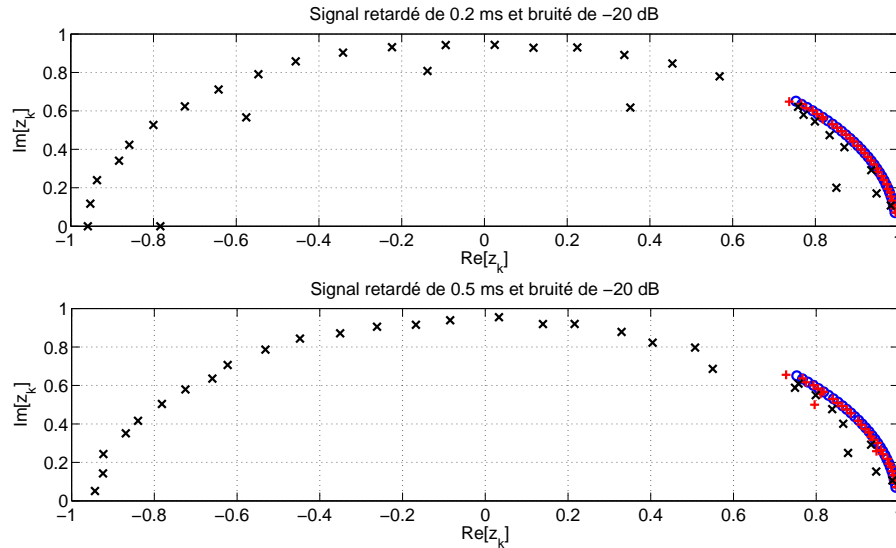


FIGURE 4.12 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et retardé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).

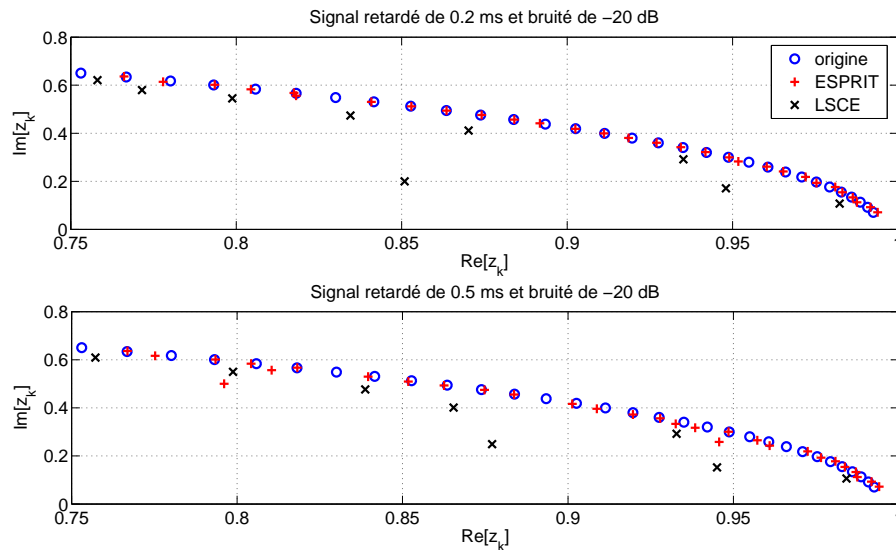


FIGURE 4.13 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et retardé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).

4.2.4 Bilan

De manière générale la méthode ESPRIT est plus performante que la méthode LSCE pour un signal similaire au spectrofiltre. ESPRIT estime les pôles dans les bandes de fréquence les plus énergétiques, ainsi les pôles identifiés sont contenus dans un intervalle allant de 500 à 5000 Hz. A l'inverse LSCE recherche des pôles dans tout le domaine fréquentiel de définition, soit de 0 à 22050 Hz. Cette observation constitue un point important pour estimer le spectrofiltre au plus juste. La méthode ESPRIT est donc plus adaptée pour le spectrofiltre.

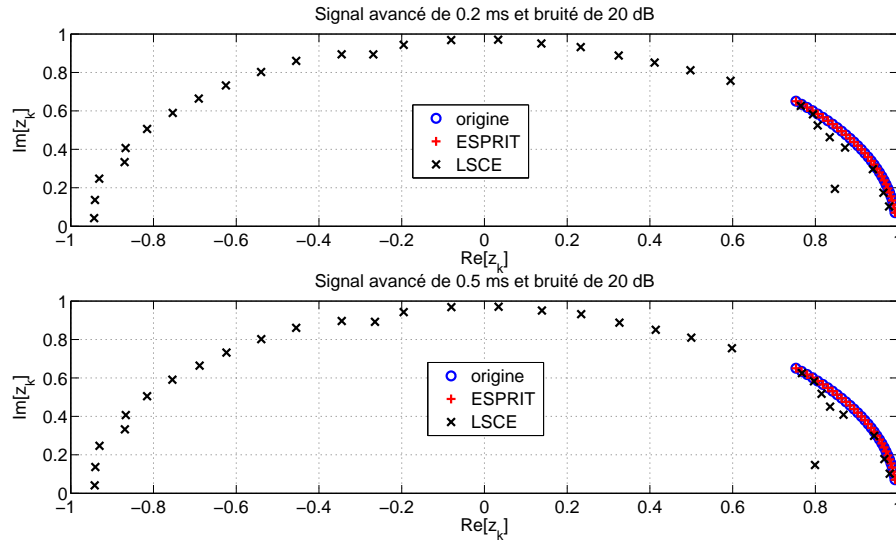


FIGURE 4.14 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et avancé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).

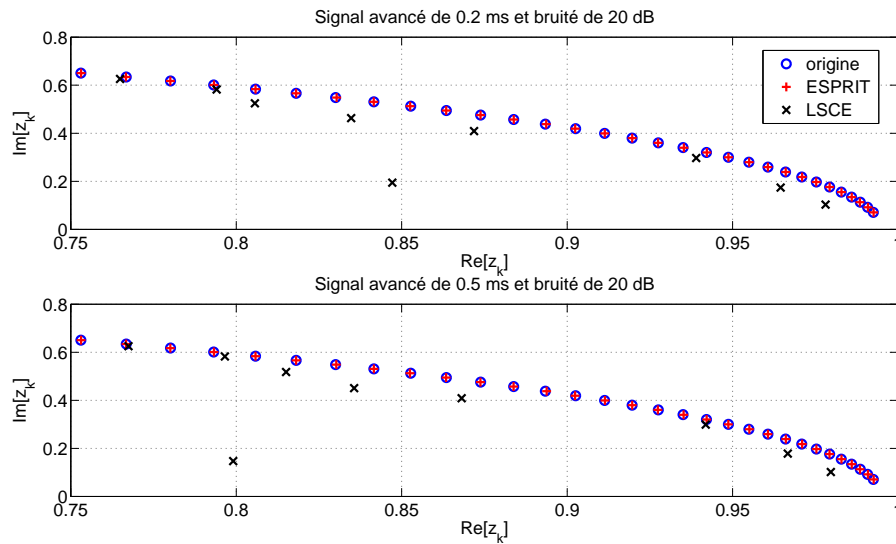


FIGURE 4.15 – Pôles z_k dans le plan complexe pour le signal (cercle bleu) et ses estimations par ESPRIT (plus rouge) et LSCE (croix noire), avec un bruit additif de 20 dB et avancé de 0,2 ms (haut) puis 0,5 ms (bas).

L'ajout de bruit additif a permis de définir un seuil de RSB, au delà duquel la méthode ESPRIT ne parvient plus à identifier parfaitement les pôles. Par la suite il sera donc intéressant de réussir à quantifier le RSB du spectrofiltre.

Le seul paramètre pouvant fausser l'estimation des pôles selon ESPRIT, est un retard temporel du début du signal. Plus ce retard augmente plus les pôles identifiés deviennent faux. Cette erreur reste relativement faible comparé à celle obtenue avec la méthode LSCE. Pour une avance de l'instant initial, la méthode LSCE identifie toujours une majorité de pôles faux, alors qu'ESPRIT reste très efficace dans l'identification précise des pôles.

Compte tenu du délai de propagation, le spectrofiltre est sujet à posséder une avance temporelle plutôt qu'un retard.

En conclusion, la méthode ESPRIT s'avère la plus performante et la plus adaptée pour l'estimation modale du filtre de Wiener. Elle sera donc la seule méthode employée dans la suite des travaux.

4.3 Optimisation de la méthode ESPRIT pour le spectrofiltre

Bien que le moteur Diesel ait été souvent étudié, la densité modale de sa structure reste peu connue. Leclere [Lec03] a réussi à établir une répartition fréquentielle des modes du moteur considéré dans cette étude. Cette répartition n'est toutefois pas exacte puisqu'elle est issue d'une modélisation en éléments finis, mais elle informe sur l'ordre de grandeur. L'utilisation de la méthode ESPRIT exige de fournir le nombre de modes que l'on souhaite extraire. Ainsi il est nécessaire d'avoir une idée du nombre de modes excités dans la structure.

Dans cette étude, il est souhaité estimer le filtre sur une base modale réduite. L'objectif consiste alors à définir le nombre de modes de la structure minimal permettant une synthèse précise du spectrofiltre. Lorsque le nombre K de modes choisis est inférieur au nombre de modes de la structure, les conditions d'identification des modes sont dites en sous-estimation. Ces conditions impliquent généralement des erreurs d'estimation, ce qui demande de grandes précautions dans le choix du nombre K .

4.3.1 Utilité du critère ESTER

La critère d'erreur d'estimation ou ESTER (*ES*timation *ER*ror en anglais) indique l'erreur existante sur l'invariance rotationnelle de l'espace signal selon l'ordre de modélisation (qui correspond au double du nombre de modes réels). Cette erreur E se calcule à partir des matrices W (composée des vecteurs propres de la décomposition de la matrice de covariance) et ϕ introduites en partie 4.1.2. L'erreur E est alors définie pour toutes les valeurs de 1 à $2K$, correspondant au nombre d'exponentielles complexes à retenir. Pour des signaux réels simples, seules les valeurs paires ont un sens physique.

La technique utilisant le critère ESTER permet donc d'obtenir l'ordre de modélisation (nombre d'exponentielles complexes) minimisant l'erreur d'estimation modale. Il convient donc parfaitement à la problématique de ces travaux. En pratique, cette technique applique la méthode ESPRIT au signal étudié pour les différents nombres de modes K compris dans un intervalle défini autour du nombre supposé de modes de la structure. Ensuite, l'erreur d'estimation porte sur le signal reconstruit à partir du nombre de modes K avec le signal d'entrée.

Application sur le signal synthétique

L'utilisation du critère ESTER sur le signal synthétique devrait permettre de retrouver le nombre exact de modes contenus dans le signal. Les résultats obtenus se présentent sous forme de graphe dont l'abscisse est l'ordre de modélisation et l'ordonnée la valeur inversée de l'erreur. Ainsi, lorsqu'une réduction importante de l'inverse de l'erreur se produit, cela signifie que l'erreur d'estimation accroît. Le nombre de mode possédant la valeur d'ordonnée la plus grande correspond au nombre optimal. Les résultats obtenus pour le signal synthétique sont illustrés en figure 4.16.

Cette figure montre clairement que l'ordre de modélisation minimisant l'erreur d'estimation est 62, soit un nombre de 62 modes complexes avec leur conjugués, ou encore 31

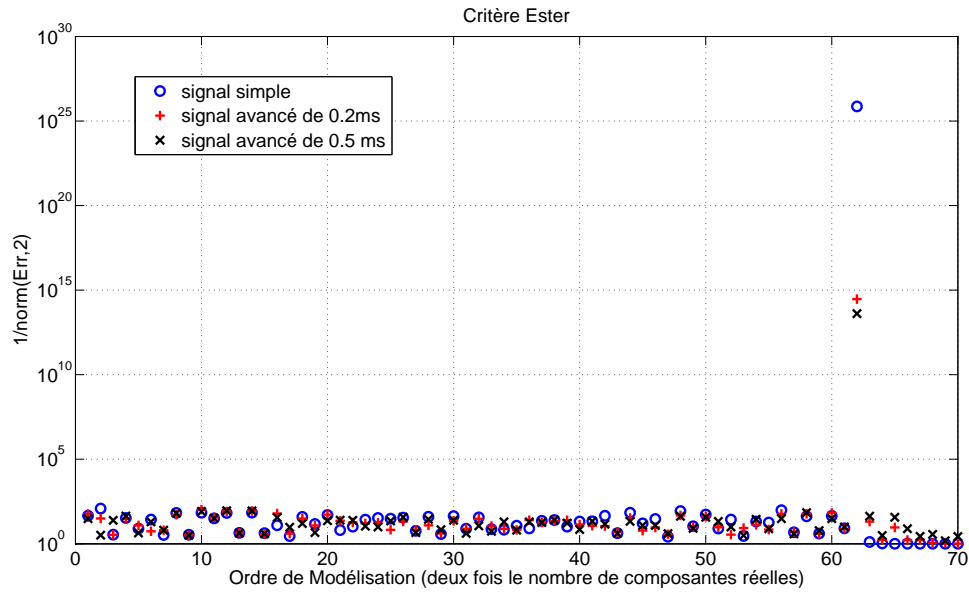


FIGURE 4.16 – Inverse de la norme 2 de l’erreur d’estimation du signal synthétique simple (cercle bleu), avancé de 0.2 ms (plus rouge) et de 0.5 ms (croix noire), selon l’ordre de modélisation.

modes. Ce nombre correspond bien à celui des vrais modes du signal. Il est intéressant de constater que l’ordre de modélisation est aussi très clairement identifiable pour un signal avancé. La figure 4.17 montre qu’il n’en est pas de même pour un signal bruité ou retardé, ces perturbations influent clairement sur le critère ESTER, jusqu’à en détériorer l’interprétation.

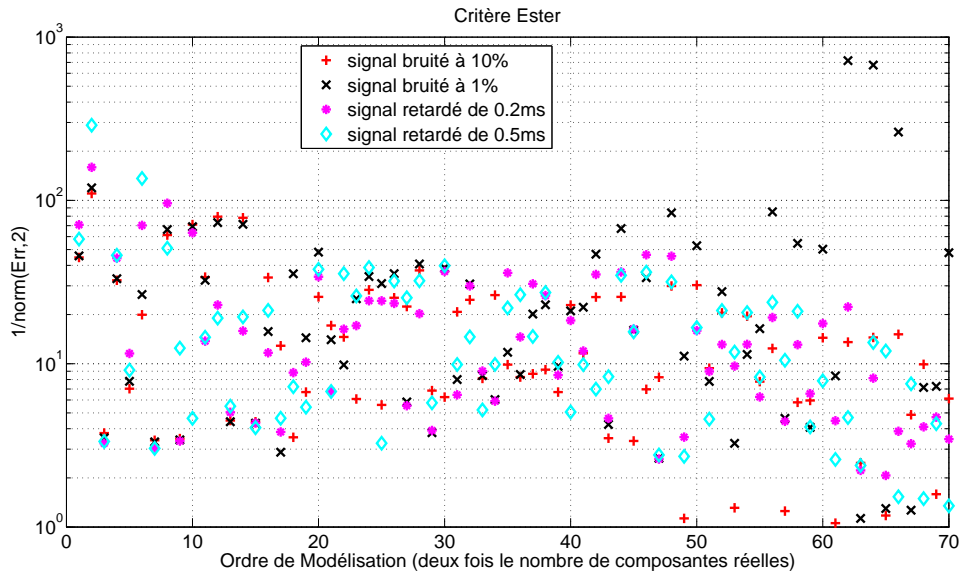


FIGURE 4.17 – Inverse de la norme 2 de l’erreur d’estimation du signal synthétique avec un bruit additif de -10 dB (plus rouge) et -20 dB (croix noire), ou retardé de 0.2 ms (point rose) et 0.5 ms (losange bleu clair), selon l’ordre de modélisation.

La question se pose alors de savoir quel ordre de modélisation conviendrait le mieux, puisque cette grandeur a une importance non négligeable sur la qualité de l'estimation.

Importance des conditions d'estimation

Les conditions d'estimation modale peuvent être partagées en trois catégories. La condition idéale s'obtient lorsque l'ordre de modélisation correspond exactement avec le nombre de modes de la structure. Cette situation ne peut donc se produire que lorsque le nombre de modes est préalablement connu. Dans le cas contraire, deux conditions se présentent : la sous-estimation et la sur-estimation, qui signifient que l'ordre de modélisation est respectivement inférieur ou supérieur au nombre de mode de la structure.

Pour illustrer simplement l'effet des conditions d'estimation sur la performance de la méthode ESPRIT, les pôles du signal synthétique sont identifiés pour des ordres de modélisation de 40, 62 puis 80. Il est à rappeler que le signal comporte 31 modes réels, soit 62 modes complexes, toutes les conditions sont donc abordées et illustrées en figure 4.18.

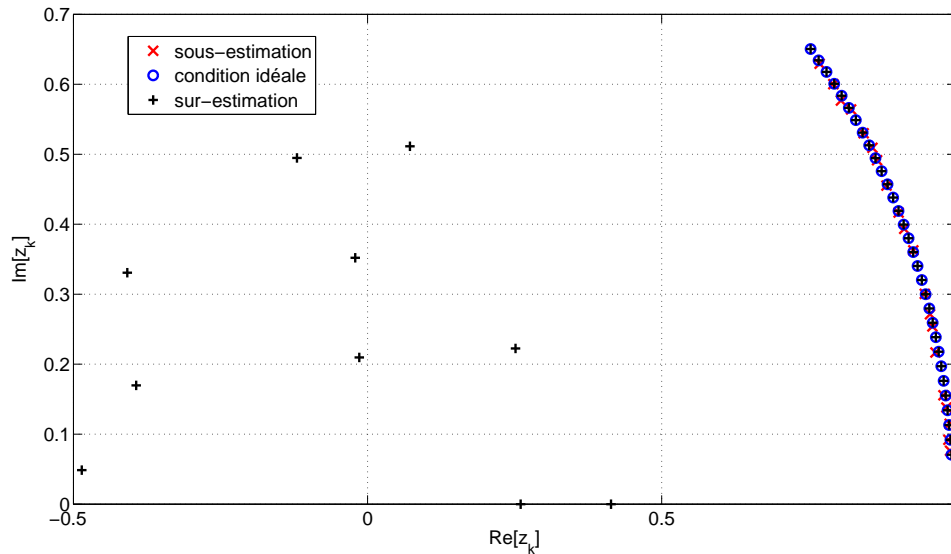


FIGURE 4.18 – Pôles z_k du signal synthétique en sur-estimation (plus noir), en condition idéale (cercle bleu) et en sous-estimation (croix rouge), obtenus par la méthode ESPRIT.

En conditions idéales les vrais pôles sont parfaitement identifiés, ainsi qu'en sur-estimation où d'autres pôles supplémentaires apparaissent. Ces pôles sont faux puisqu'ils servent à 'compléter' le calcul. La sous-estimation est la condition la plus défavorable, compte tenu du fait que la totalité des modes ne peut être déterminée. Cependant l'erreur d'estimation provient essentiellement de l'identification des modes. Au lieu d'extraire les vrais modes les plus énergétiques, la méthode ESPRIT identifie des modes intermédiaires. Ceci s'explique par la construction de la matrice de Hankel qui dépend de l'ordre de modélisation. Ainsi les valeurs singulières de la matrice ϕ de la formule (4.18) obtenues en sous-estimation sont différentes de celles obtenues dans le cas idéal, engendrant des paramètres modaux différents.

L'objectif final des travaux de ce manuscrit concerne l'estimation du spectrofiltre à partir des modes de la structure. L'observation doit donc porter sur l'estimation du filtre et non seulement sur celle des pôles. La figure 4.19 présente les synthèses du signal synthétique obtenues dans les différentes conditions d'estimation.

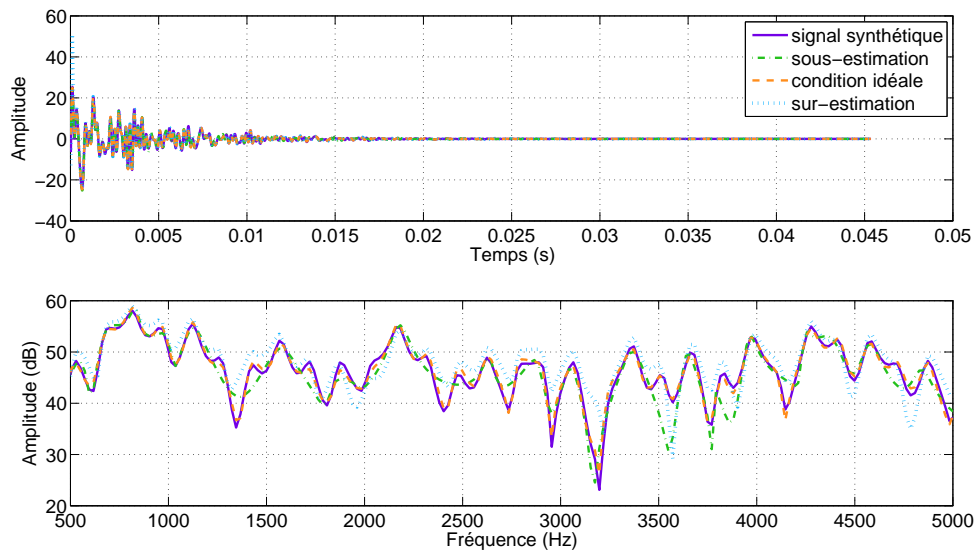


FIGURE 4.19 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) pour le signal synthétique (trait plein violet) et les estimations obtenues avec ESPRIT en sous-estimation (trait discontinu avec point vert), en condition idéale (trait discontinu orange) et en sur-estimation (pointillé bleu clair).

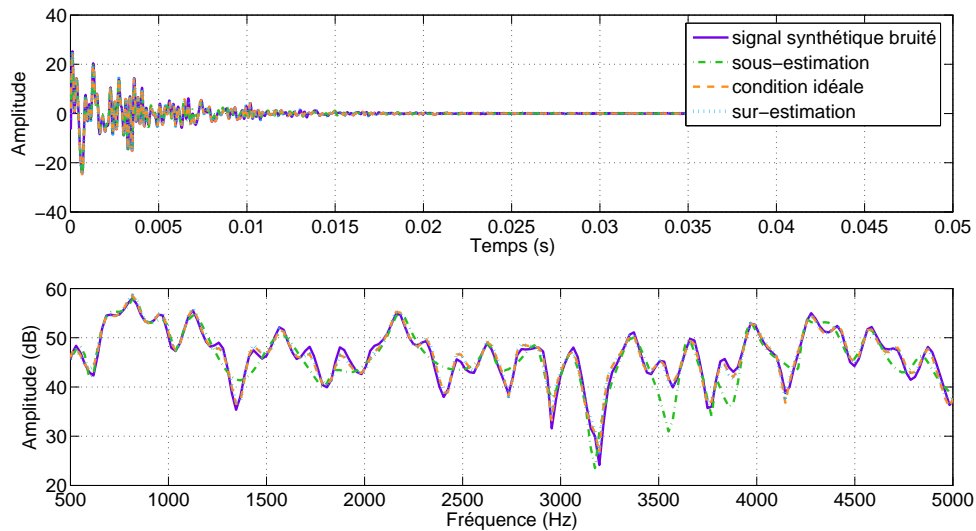


FIGURE 4.20 – Evolution temporelle (haut) et fréquentielle (bas) pour le signal synthétique bruité à 20 dB (trait plein violet) et les estimations obtenues avec ESPRIT en sous-estimation (trait discontinu avec point vert), en condition idéale (trait discontinu orange) et en sur-estimation (pointillé bleu clair).

Il est intéressant de constater que le signal estimé en condition idéale ne se superpose pas parfaitement le spectre du vrai signal. Ayant observé dans les parties précédentes que les pôles extraits coïncident avec ceux du vrai signal, l'erreur semble alors se produire dans le calcul des résidus. Toutefois, cette estimation semble tout à fait raisonnable et satisfaisante.

Des erreurs sont notables en sous et sur-estimation. Comme attendu, le signal estimé avec un faible ordre de modélisation ne possède pas tous les vrais modes. Par contre il est suprenant de remarquer que le choix d'un haut ordre de modélisation fausse l'amplitude en ajoutant quelques dB. Le spectrofiltre étant un signal bruité, la même démarche est appliquée au signal synthétique bruité à 20dB, les signaux estimés sont illustrés en figure 4.20.

L'ajout d'un bruit blanc de RSB 20 dB améliore grandement les résultats en sur-estimation, le signal estimé coïncide parfaitement avec le signal estimé en condition idéale. Ces derniers ne se superposent pas parfaitement au signal d'origine, mais les erreurs sont faibles et une très bonne correspondance est établie. Cette différence en sur-estimation peut s'expliquer par l'hypothèse sur laquelle repose la méthode ESPRIT : le signal étudié comporte un bruit blanc. Ainsi, pour un signal possédant un bruit blanc la décomposition en sous-espaces est parfaitement effectuée ; alors qu'en l'absence de bruit ESPRIT cherche tout de même un sous-espace bruit, ce qui perturbe l'identification du sous-espace signal. En sous-estimation, le manque de pôles se fait encore ressentir dans le signal estimé. En pratique, les signaux sont toujours bruités. Ainsi lorsqu'un doute existe sur l'ordre de modélisation, il est préférable de sur-estimer pour obtenir une estimation complète, puis d'éliminer les pôles faux.

4.3.2 Blanchiment de spectre

La méthode ESPRIT se base sur la décomposition en valeurs singulières de la matrice de covariance, et identifie donc les modes sur les bandes d'énergie dominante. Le spectrofiltre n'étant défini qu'entre 500 et 5000 Hz, cette propriété est un atout. Toutefois, le spectrofiltre possède un écart d'amplitude d'au moins 20 dB entre les fréquences inférieures à 1.5 kHz et le reste du domaine de définition. Ainsi, pour optimiser l'estimation modale avec ESPRIT, il est nécessaire de 'ré-équilibrer' l'énergie du signal. Cette démarche est appelée blanchiment du spectre. Elle consiste à calculer l'énergie du signal par bande de fréquence pour ensuite 'normer' l'énergie du spectrofiltre, en divisant les tronçons de filtre pour chaque bande de fréquence par l'énergie correspondante. La largeur de bande est donc un facteur déterminant pour l'efficacité de cette technique. Dans ce manuscrit, la largeur de bande de blanchiment est fixée à 600Hz, sur un intervalle allant de 200 à 5000 Hz. Le spectrofiltre blanchi est représenté en figure 4.21.

Le blanchiment de spectre employé ici est différent du blanchiment de bruit utilisé par Badeau [Bad05], mais similaire dans la volonté de 'ré-équilibrer' ou 'redresser' le spectre. Cependant la finalité est tout autre puisque Badeau cherche à blanchir le bruit de fond. Il a été vu précédemment que la méthode ESPRIT suppose que le signal étudié contient un bruit blanc. Badeau cherche à estimer précisément les paramètres modaux d'un signal composé de sinusoides simples. Le périodogramme est alors composé de pics clairement identifiables, dont l'amplitude évolue avec le bruit additif. Le blanchiment de bruit opéré par l'auteur consiste à estimer l'évolution du bruit par prédiction linéaire pour obtenir un niveau spectral de bruit constant, caractéristique d'un bruit blanc. Le résultat est affiché en figure 4.22 donc proche de celui obtenu dans ces travaux, mais la finalité est tout autre.

L'objectif ici est d'estimer le filtre le plus juste possible, et non d'identifier précisément les paramètres modaux. Le blanchiment du bruit de fond n'a donc pas d'intérêt particulier. Il est à noter que la procédure décrite par Badeau [Bad05] a suscité certains choix arbitraire dans les ordres des filtres utilisés, qui s'avèrent complexes à appliquer aux spectrofiltres. Les filtres ne possèdent pas des spectres aussi 'lisibles' que les signaux présentés par Badeau à cause du fort recouvrement modal.

Ainsi, compte tenu de l'utilisation finale de la méthode ESPRIT, le spectrofiltre est blanchi par 'normalisation' de l'énergie par bande de fréquence. Cette étape est mise en

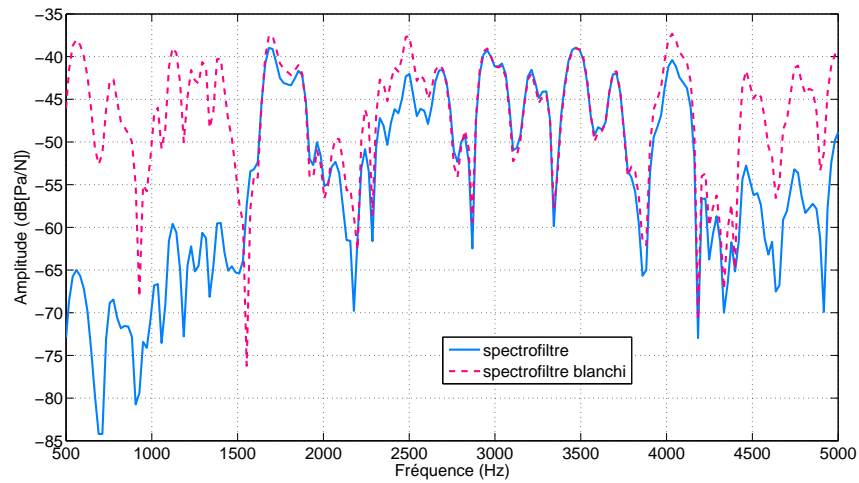


FIGURE 4.21 – Spectrofiltre à 1300 tr/min et 150 Nm sur moteur chaud initial (trait continu bleu) et blanchi (tiret rose).

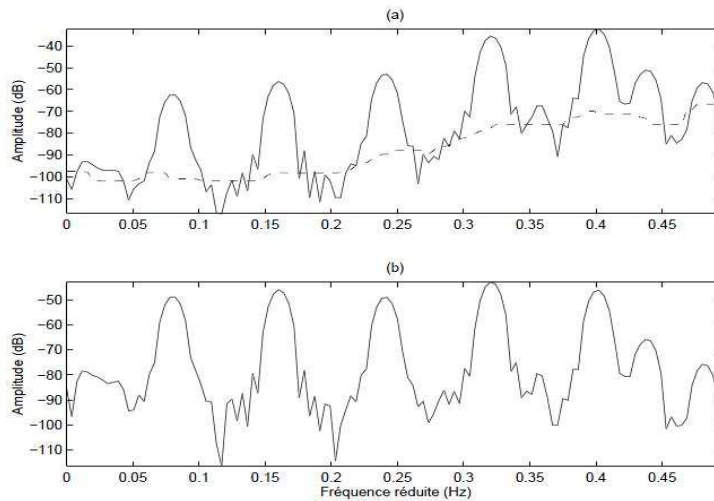


FIGURE 4.22 – Périodogramme original et filtré avant blanchiment du bruit (a), et redressé (b) après blanchiment. D'après [Bad05].

œuvre avant l'identification des pôles, soit avant calcul de la matrice de Hankel. Pour plus de précision, les résidus sont calculés à partir du spectrofiltre non blanchi et des pôles obtenus avec blanchiment.

4.4 Recherches de paramètres modaux et estimation des filtres de Wiener

Bien que des erreurs existent dans l'estimation des paramètres modaux du spectrofiltre, il peut néanmoins être envisagé de confronter les pôles identifiés en plusieurs points de fonctionnement. La structure moteur étant la même pour chaque mesure, les paramètres modaux devraient être similaires, aux erreurs d'estimation près. Cette démarche permet

aussi de vérifier les résultats donnés par ESPRIT sur le spectrofiltre.

4.4.1 Synthèse de filtres en plusieurs points de fonctionnement

Il convient de présenter les conditions d'analyse. Les résultats ne sont explicités et illustrés que pour le cylindre 1, mais la procédure reste identique pour tous les cylindres. La méthode ESPRIT est appliquée dans des conditions optimales : le nombre de lignes correspond à un tiers de la longueur du signal étudié, une analyse avec le critère ESTER puis un blanchiment de spectre sont préalablement effectués. Les données considérées comprennent les spectrofiltres présentés au chapitre 2, ainsi que ceux issus de mesures faites par Pruvost [Pru09].

Les points de fonctionnement pris en compte sont présentés dans la table 4.1 ainsi que les nombres de modes optimaux correspondants selon le critère ESTER. En pratique il est préférable de légèrement surestimer ce nombre optimal, pour s'assurer de ne pas être en sous-estimation. Compte tenu de l'évolution du critère ESTER (figure 4.23), le nombre K de modes utilisé est ici défini par l'ordre de modélisation où le critère ESTER tend à se stabiliser à 1. A ce niveau, l'erreur est importante et assure la sur-estimation. Ensuite les pôles faux sont supprimés, par élimination des amortissements aberrants et des fréquences hors de l'intervalle 500-5000 Hz.

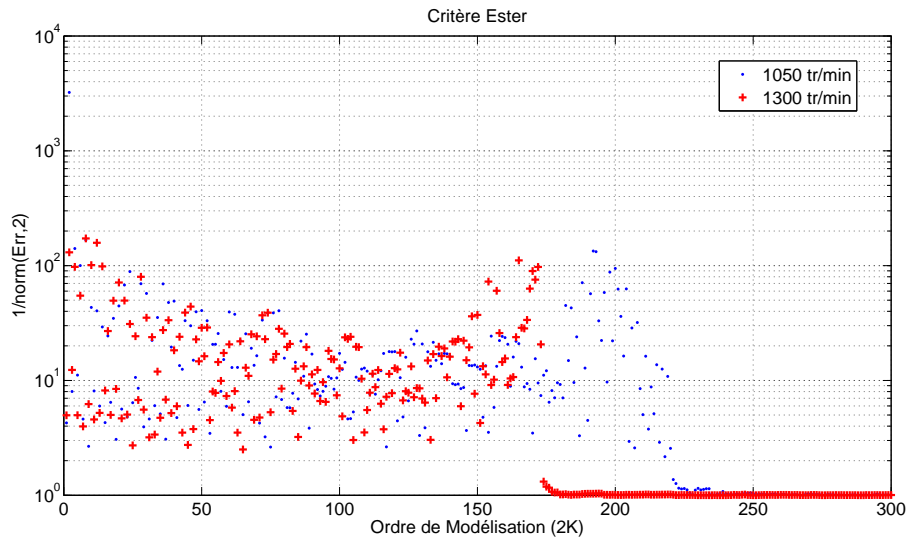


FIGURE 4.23 – Inverse de la norme 2 de l'erreur d'estimation du spectrofiltre à 1050 et 1300 tr/min selon l'ordre de modélisation.

Régime (tr/min)	810	1050	1300	1550	1800	2050	2250	2550	2800
Charge (Nm)	60	105	150	151	140	152	148	81	144
Critère optimal	131	100	87	70	61	53	45	44	41
K	133	110	87	78	68	63	58	53	48

TABLE 4.1 – Points de fonctionnement pris en compte dans cette étude, et les valeurs correspondantes du nombre de modes réels du critère ESTER (optimale et utilisée).

Il est intéressant de noter que les valeurs du critère ESTER évoluent avec le régime. La charge n'influe pas sur les résultats de K , ainsi pour 1300 tr/min seule la charge de 150 Nm est présentée puisque les valeurs de K obtenues pour 92 Nm sont identiques. L'ordre

de modélisation évolue donc bien avec le régime. Ce point sera abordé plus en détails dans la partie suivante.

Les nombres de modes utiles à identifier pour chaque point de fonctionnement, sont regroupés dans un vecteur K , appliqué à tous les spectrofiltres. Ainsi toutes les conditions d'estimation seront développées pour chaque point de fonctionnement, permettant de voir si les conclusions obtenues sur signal synthétique sont valables sur le spectrofiltre. La méthode ESPRIT, avec blanchiment du spectre avant identification des pôles, est utilisée sur chaque spectrofiltre pour toutes les valeurs du vecteur K . L'identification des pôles s'effectue sur le spectrofiltre non blanchi. Les estimations des filtres de Wiener calculées à 1300 et 2250 tr/min sont représentées en figure 4.24.

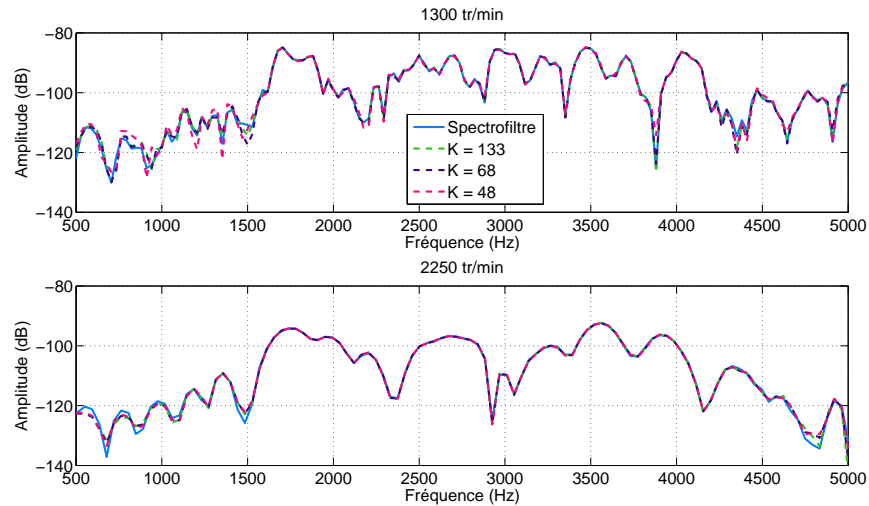


FIGURE 4.24 – Estimations des filtres de Wiener (trait continu bleu) à 1300 (haut) et 2250 tr/min (bas) pour les valeurs 133 (trait discontinu vert), 68 (trait discontinu violet) et 48 (trait discontinu rose) du vecteur K .

Les conditions d'estimation ont un impact plus important sur les faibles régimes. La sous-estimation dégrade l'estimation du filtre dans les basses fréquences essentiellement, alors qu'à régime plus élevé les erreurs ont un impact moins important. Cette constatation peut être rattachée au fait que plus le régime augmente plus le spectrofiltre est lissé en fréquence. Ainsi, les variations d'amplitude sont moins fortes, cependant une erreur d'estimation est plus facilement introduite et détectable lors de fortes variations.

Comme attendu, lorsque l'ordre de modélisation est supérieur au nombre de mode utile indiqué par le critère ESTER, le filtre estimé correspond quasi-parfaitement. Toutefois, la sur-estimation implique l'apparition de modes faux, ce qui risque de compliquer l'étude des paramètres modaux. Un tri peut être effectué en excluant les modes faux, puisqu'ils possèdent une amplitude modale faible ou un amortissement aberrant.

4.4.2 Analyse des paramètres modaux

La structure moteur est identique pour toutes les mesures, seule l'excitation varie. Ainsi des paramètres modaux, caractéristiques de la structure, devraient apparaître communément dans chaque spectrofiltre. Il semble alors intéressant d'observer l'évolution des paramètres modaux selon le régime. Pour cela, la méthode ESPRIT est appliquée aux filtres de Wiener en chaque point de fonctionnement pour les ordres de modélisation K respectifs. Les paramètres modaux sont donc estimés dans les conditions théoriquement

idéales pour chaque spectrofiltre. Pour faciliter la lecture, les taux d'amortissement sont présentés moyennés par bande de 500 Hz, en figure 4.25.

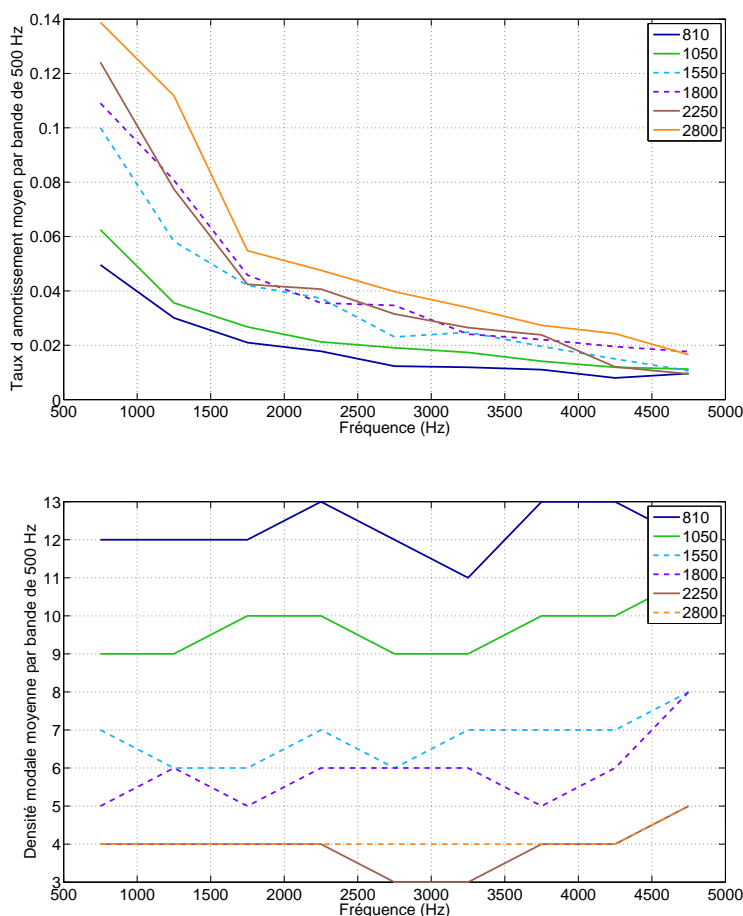


FIGURE 4.25 – Evolution de paramètres modaux moyennés sur des bandes de fréquence de 500 Hz, selon la fréquence, pour plusieurs points de fonctionnement. Haut : taux d'amortissement. Bas : Densité modale.

Le taux d'amortissement du filtre de Wiener et la densité modale évoluent avec le régime, le taux d'amortissement augmente avec la décroissance de la densité modale. Plus l'amortissement est grand, plus le pic de résonance est large. Ainsi sur un intervalle fréquentiel défini, si l'amortissement augmente, les pics s'élargissent, produisant une chute du nombre de modes par bande de fréquence. Toutefois, bien que les deux grandeurs évoluent logiquement l'une par rapport à l'autre, une modification des paramètres modaux selon le régime est physiquement incorrect. L'erreur ne peut provenir de la méthode ESPRIT, puisque les spectrofiltres sont originellement lissés au fur et à mesure que le régime augmente, impliquant une augmentation apparente de l'amortissement.

Pour comprendre l'origine de cette évolution, les paramètres modaux des spectrofiltres sont comparés à ceux de la fonction de transfert des mesures au marteau de choc en figure 4.26. Le taux d'amortissement moyen représenté correspond à la moyenne de ceux obtenus pour chaque point d'impact. Il est à noter que l'ordre de modélisation des fonctions de transfert de l'impact est très élevé. Ceci peut s'expliquer par la très faible résolution (1 Hz), qui implique que chaque mode, même les plus faibles sont représentés dans la réponse en fréquence. La résolution n'a pas été modifiée pour pouvoir se rendre compte du comportement le plus réaliste de la structure du moteur à une excitation impulsive.

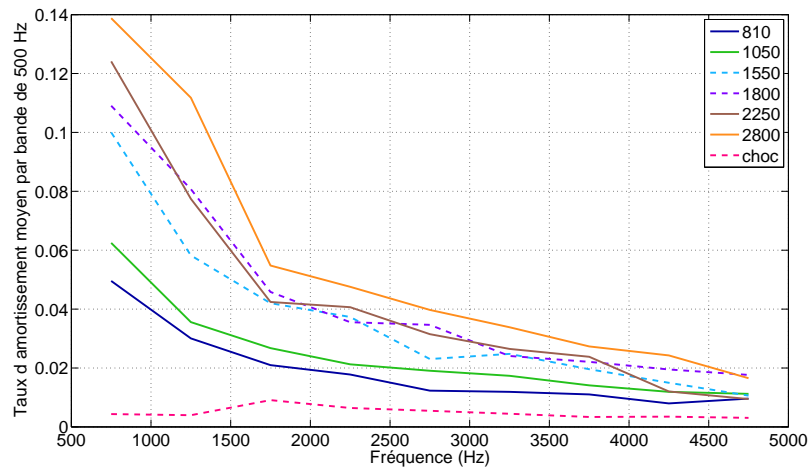
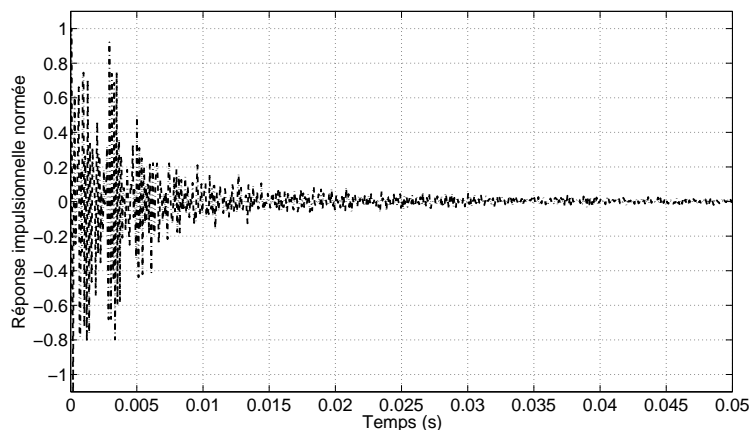


FIGURE 4.26 – Evolution du taux d’amortissement moyen par bandes de 500 Hz, selon la fréquence pour plusieurs points de fonctionnement et les mesures au choc.

La figure 4.26 indique que l’amortissement du spectrofiltre au ralenti est le plus représentatif du comportement réel de la structure. Il convient alors de comprendre pourquoi un lissage fréquentiel apparaît quasi-proportionnellement à l’augmentation du régime. Pour cela, il faut reprendre les étapes de calcul du spectrofiltre. L’isolement des contributions du cylindre étudié dans le bruit moteur acquis au microphone, est effectué avec un fenêtrage temporel dont la longueur correspond approximativement à un quart de cycle moteur. La fenêtre de Tukey employée est représentée dans le domaine temporel en figure 4.27. Plus le régime augmente, plus la longueur de la fenêtre de Tukey est réduite, puisque les explosions se produisent de plus en plus rapidement. Cette réduction de la fenêtre implique une augmentation artificielle de l’amortissement, qui est évident lors de comparaison des réponses impulsionnelles en différents régimes (figure 4.27).

Il semble donc que le filtre déterminé au ralenti soit physiquement le plus juste. L’application finale étant la séparation du bruit de combustion, il convient d’observer l’effet des conditions d’estimation sur le bruit de combustion, ainsi que l’influence de l’amortissement du filtre sur la séparation de bruit.



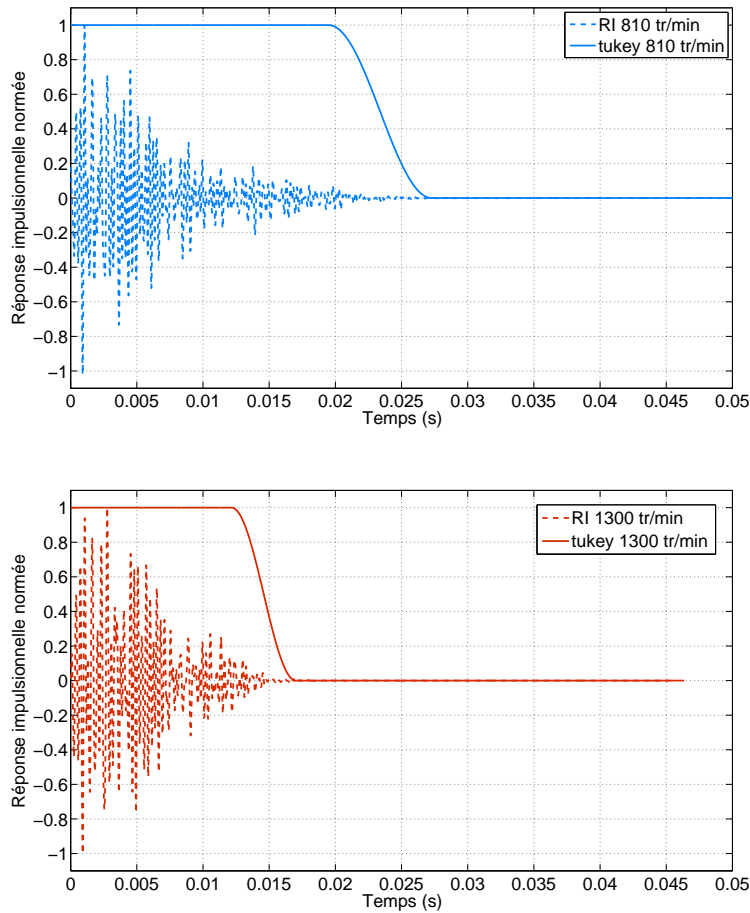


FIGURE 4.27 – Réponse impulsionnelle normée d’une mesure au choc à la culasse (haut) superposée à celle pour 810 (milieu) et 1300 tr/min (bas) avec leur fenêtre de Tukey respective.

4.5 Résumé du chapitre

L’estimation modale peut être effectuée selon diverses méthodes. Une analyse sur la stabilité et la robustesse de certaines d’entre elles a été menée sur un signal synthétique possédant des propriétés similaires au spectrofiltre. Il ressort que la méthode la plus adaptée au filtre de Wiener est la méthode ESPRIT, puisqu’elle recherche des pôles dans les bandes de fréquence d’énergie dominante, soit 500-5000 Hz. Toutefois, une optimisation de la méthode est nécessaire. Le spectre possédant un écart d’au moins 20 dB entre 0.5 et 1.5 kHz, il faut blanchir le spectre pour permettre une identification des pôles équitable sur tout le domaine de définition du filtre. De plus, l’ordre de modélisation est un paramètre d’entrée déterminant pour la précision d’estimation des paramètres modaux et du signal. Afin de définir le plus justement cet ordre, qui correspond au double du nombre de modes complexes non conjugués à extraire, le critère ESTER est employé. Il permet de minimiser l’erreur de synthèse entre le filtre estimé et celui d’origine.

Une fois la méthode choisie et optimisée, elle est appliquée au filtre de Wiener obtenu pour plusieurs points de fonctionnement. L’estimation modale a permis de déterminer que le nombre de modes du filtre évolue avec le régime, sans raison physique apparente puisque les mesures sont conduites sur le même moteur. Cette évolution est rapprochée du lissage spectral du filtre de Wiener avec le régime, qui implique qu’une augmentation

du régime entraîne des pics plus large, donc un accroissement de l'amortissement, qui est bien constaté par estimation modale. En confrontant les résultats du filtre de Wiener avec ceux des fonctions de transfert des mesures au choc sur le moteur arrêté, il ressort que l'évolution des paramètres modaux est liée au fenêtrage temporel appliqué dans le calcul du spectrofiltre pour isoler les contributions sonores du cylindre considéré.

L'objectif consiste alors à définir l'influence des conditions d'estimation avec la méthode ESPRIT sur le bruit de combustion, puis l'effet de la variation artificielle d'amortissement du filtre afin d'identifier l'estimation modale qui puisse servir de filtre commun.

Troisième partie

Applications perceptives pour définir les caractéristiques du filtre commun

Chapitre 5

Analyse perceptive de bruits de combustion synthétisés à partir d'estimations de spectrofiltres

Les estimations modales des filtres de Wiener, développées dans le chapitre 4, ont pour finalité la séparation du bruit de combustion et du bruit mécanique. Il s'avère alors utile de voir si les estimations de filtres jugées satisfaisantes permettent d'extraire un bruit de combustion juste. De manière générale, cela revient à définir l'influence des conditions d'estimation du spectrofiltre sur la perception des bruits de combustion qu'ils synthétisent.

5.1 Protocole d'expérimentation perceptive

Il est important de sélectionner judicieusement le protocole d'expérimentation pour orienter le test perceptif sur les aspects à éclaircir et parvenir à des conclusions satisfaisantes. Ici, l'objectif consiste à définir si le critère ESTER est convenable pour synthétiser un bruit de combustion. En d'autres termes, cela revient à analyser la précision d'estimation du filtre de Wiener en évaluant les bruits synthétisés. Ainsi les stimuli sont les bruits synthétisés par le spectrofiltre calculé conventionnellement et ses estimations. L'expérimentation repose sur l'évaluation de la similarité des stimuli.

5.1.1 Stimuli

Afin d'observer l'influence de l'estimation du spectrofiltre sur la synthèse de bruit de combustion, les stimuli de cette expérimentation sont des bruits de combustion synthétisés à partir de filtres de Wiener estimés au chapitre 4. La méthode d'estimation modale utilisée est donc ESPRIT, avec blanchiment du spectre.

Pour un point de fonctionnement donné, le filtre de Wiener conventionnel est estimé selon plusieurs ordres de modélisation. Les bruits de combustion sont ensuite synthétisés à partir du filtre conventionnel et de ses estimations. Le bruit de combustion calculé avec le filtre conventionnel est pris pour référence, et sera par la suite appelé bruit de combustion conventionnel. Afin de limiter le nombre de stimuli, quatre points de fonctionnement sont retenus : 810, 1050, 1800 et 2250 tr/min. Le vecteur K du nombre de modes réels sur lequel le filtre est estimé, est présenté en table 5.1 avec le numéro du stimulus correspondant. Le bruit de combustion conventionnel correspond au son 1.

La comparaison de ces valeurs avec les ordres de modélisation du chapitre 4 (en table 4.1), montre que les bruits de combustion sont synthétisés à chaque régime par des filtres obtenus en sous et sur-estimation. Ceci permet alors d'observer l'effet des conditions d'estimation sur la synthèse du bruit de combustion.

Nombre de modes	39	48	55	63	80	85	120	160
Son	2	3	4	5	6	7	8	9

TABLE 5.1 – Correspondance entre les stimuli et le nombre de modes réels sur lequel est estimé le filtre de Wiener.

Tous les sons possèdent une durée égale à 3 s. Quatre sessions d’écoute sont organisés pour correspondre à chaque régime moteur. Ainsi la hauteur tonale est identique pour les 10 stimuli de chaque expérience. Les amplitudes des stimuli sont normées pour chaque régime selon le bruit conventionnel. Pour cela chaque son est multiplié par le rapport du maximum d’amplitude du bruit conventionnel sur celui du son considéré. Ce procédé n’égalise pas le niveau de pression des bruits, mais permet d’éviter de gros écarts lors d’une session d’écoute.

5.1.2 Procédure

L’expérience doit permettre d’évaluer la similarité des bruits de combustion entre eux, en utilisant le bruit conventionnel comme référence. Ce dernier est donc joué deux fois (sons 1 et 10) pour pouvoir juger de la fiabilité des réponses des auditeurs concernant leur capacité à évaluer la similarité des sons. L’expérimentation comporte 10 sons pour chaque régime, soit 40 sons au total. Pour des questions de temps, il est préférable d’utiliser un tri libre afin d’évaluer tous les sons rapidement. Une comparaison par paire aurait permis d’obtenir une quantification de la similarité, qui n’est pas utile ici. Il est simplement souhaiter de déterminer les sons qui ressemblent ou pas au bruit de combustion conventionnel selon l’oreille humaine. Cet aspect catégorique de la réponse attendue a orienté l’expérience vers un test de catégorisation, aussi appelé tri libre.

Chaque régime considéré constitue une session d’écoute isolée, afin de focaliser le test sur l’influence des conditions d’estimation du filtre. Les attributs perceptifs du bruit de combustion dépendent du point de fonctionnement, si le test mélange tous les sons les auditeurs auront tendance à évaluer les sons selon le régime ; alors que dans une écoute séparée, les sons seront écoutés différemment et pourront être distingués selon l’estimation du filtre de Wiener. Bien que l’approche soit globale, il est impératif que l’appréciation des sons permettent de définir si certaines estimations du spectrofiltre permettent la synthèse d’un bruit de combustion très similaire au bruit conventionnel.

En pratique, chaque session d’écoute possède une procédure identique, d’une durée moyenne de 6 minutes. Elle consiste en un test de catégorisation dans lequel il est demandé à l’auditeur d’évaluer les sons par similarité. Le niveau sonore des 40 stimuli est ajusté à 67 dB(A) à l’aide d’un mannequin (Cortex). Afin d’équilibrer l’ordre de passage, 24 auditeurs sont sélectionnés (6 femmes et 18 hommes). Le sujet est placé dans la salle insonorisée utilisée dans le chapitre 3, de manière identique, sauf que les stimuli sont écoutés au casque (Sennheiser HD600) et non au haut-parleur.

5.2 Analyse des résultats et discussions

Les résultats de chaque tri libre sont d’abord analysés par auditeur, pour déceler d’éventuelles différences sur la stratégie d’organisation des sons. Ceci permet d’identifier des groupes de sujet, dont les regroupements de stimuli sont étudiés afin de définir les sons similaires.

5.2.1 Par sujet

L'exploitation des résultats d'un test de catégorisation s'effectue comme en partie 3.1.2 selon l'indice de Rand asymétrique, compte tenu de l'importante variabilité du nombre de classes construites par auditeur. Cet indice est calculé par couple de sujets, ce qui permet de construire une matrice de distance pouvant être représentée par des arbres de proximité, aussi appelés dendrogrammes. Celui obtenu à 810 tr/min est présenté en figure 5.1, et tout comme à 1050 et 1800 tr/min un seul grand groupe d'auditeurs ne se dégage. Il n'est en effet pas pertinent de s'intéresser à l'étude des résultats issus de moins de 4 auditeurs. Ainsi il est possible de dire que les sujets ont utilisé une stratégie commune d'agglomération des sons. Ceci n'est pas le cas à 2250 tr/min, où le dendrogramme 5.1 se sépare en trois classes : un auditeur et deux groupes.

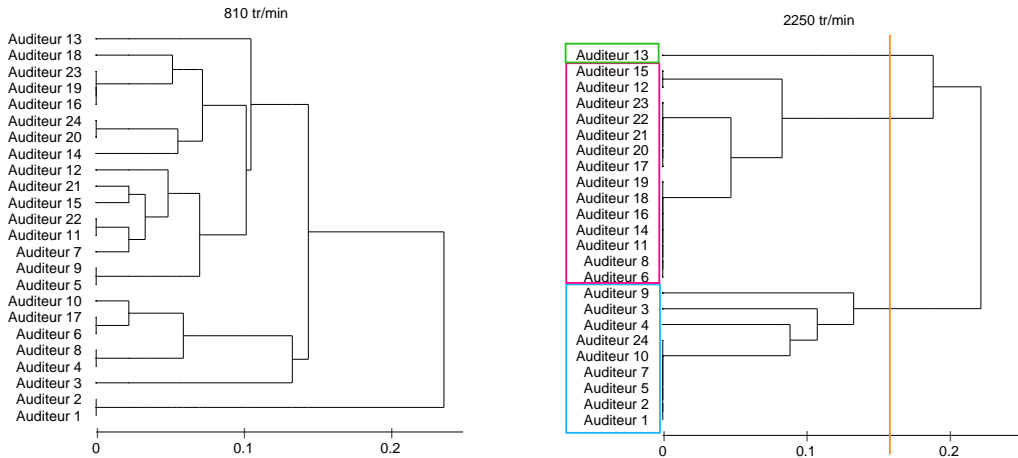


FIGURE 5.1 – Arbres d'agglomération pour les bruits de combustion à 810 (gauche) et 2250 tr/min (droite) selon l'indice de Rand asymétrique pour chaque couple d'auditeurs.

Par la suite les résultats sont interprétés selon chaque groupe d'auditeurs.

5.2.2 Par son

Pour faciliter l'interprétation, les conditions d'estimation de chaque stimuli (selon l'ordre de modélisation optimal), et pour chaque régime, sont indiquées en table 5.2. Cela permet de voir rapidement à quel son correspond chaque estimation du filtre de Wiener.

Son	2	3	4	5	6	7	8	9
Condition d'estimation (810)	sous	sous	sous	sous	sous	sous	sous	sur
Condition d'estimation (1050)	sous	sous	sous	sous	sous	sous	sur	sur
Condition d'estimation (1800)	sous	sous	sous	sur	sur	sur	sur	sur
Condition d'estimation (2250)	sous	sous	sur	sur	sur	sur	sur	sur

TABLE 5.2 – Correspondance entre les stimuli et les conditions d'estimation du filtre de Wiener pour chaque régime, selon le critère ESTER optimal.

Après calcul de la matrice de distance (cf 3.1.2) la similarité des stimuli par rapport au bruit de combustion conventionnel est analysée en regardant la première ligne de cette matrice. Elle indique la distance du son 1 avec tous les autres sons, et est représentée en figure 5.2. Il est rappelé que les stimuli 1 et 10 sont identiques et représentent le son de

référence. Il est donc attendu que leur distance soit nulle. Cependant la figure 5.2 montre que cette distance vaut en moyenne 0.15. Cette valeur est alors prise comme référence pour évaluer la similarité entre les sons.

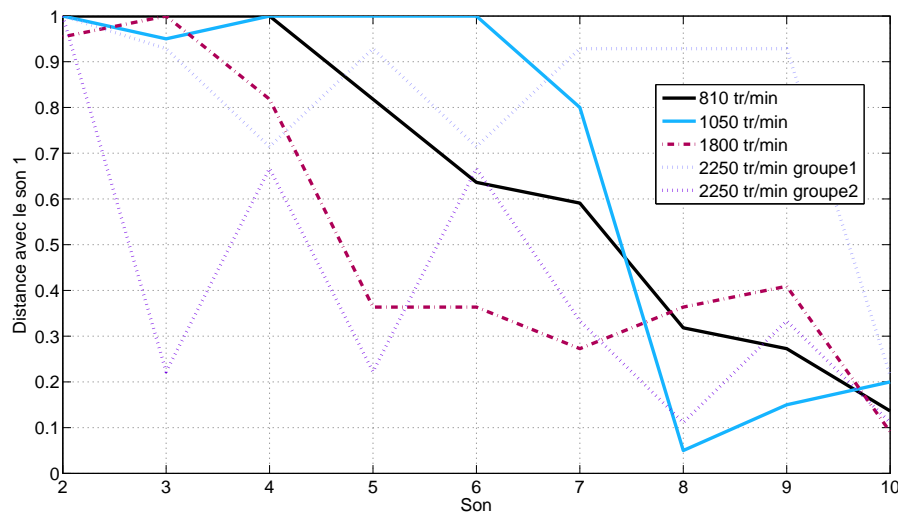


FIGURE 5.2 – Distance pour chaque son avec le son 1 selon le point de fonctionnement.

A 810 tr/min, la distance entre le son 9 et le bruit de référence est proche de la distance entre les sons identiques 1 et 10. Par conséquent, le son 9 peut être considéré comme similaire au bruit de combustion conventionnel. Ce son est le seul qui ait été calculé par un filtre de Wiener en sur-estimation. Ainsi il est possible de retrouver les observations numériques établies en partie 4.4.1 : la sur-estimation offre une précision d'estimation du filtre, qui permet une synthèse juste et efficace du bruit de combustion. Ceci se constate aussi bien pour un régime de 1050 tr/min. Les sons 8 et 9, obtenus à partir de filtre en sur-estimation sont similaires au bruit de référence, contrairement à tous les autres sons qui ont été évalués totalement différents.

Toutefois, la proximité entre la distance du son 8 et 9 à 810 tr/min met en valeur une certaine nuance. Le son 8 correspond à une sous-estimation selon le critère ESTER optimal, mais ce filtre estimé permet tout de même de construire un bruit de combustion jugé similaire au bruit de référence. Cela peut signifier que pour le ralenti le critère ESTER ait pu être mal interprété ; ou que la synthèse d'un bruit de combustion similaire à celui de référence ne repose pas sur les conditions d'estimation, mais sur la qualité de la reconstruction. Cependant, il peut être convenu qu'à bas régime la synthèse d'un bruit de combustion similaire à celui conventionnel est réalisée par les filtres sur-estimés.

Cette constatation est toujours valable à 1800 tr/min. A partir du son 5 les bruits sont issus de filtres en sur-estimation, et une nette chute de distance est observable entre les sons 4 et 5. Néanmoins, les sons 5, 6, 7, 8 et 9 possèdent des distances avec le son 1 quasi-identiques, d'une valeur de 0,4. Ainsi tous ces bruits peuvent être considérés comme identiques entre eux, et similaires au stimuli de référence. Néanmoins, cette similitude est moins importante que pour les bas régimes puisque la distance moyenne avec le bruit de combustion conventionnel est plus grande. Il s'en suit que les estimations du filtre à 1800 tr/min sont moins précises que pour les bas régimes.

A 2250 tr/min, deux groupes d'auditeurs ont été identifiés. Le groupe 1 estime tous les sons totalement différents des bruits de référence, contrairement au groupe 2, qui évalue les sons 3, 5, 7 et 9 similaires au bruit de référence. Il est intéressant de noter que les

deux groupes s'accordent sur les sons 4 et 6 : ils possèdent la même distance. Afin de comprendre ces résultats contradictoires l'étude est orientée sur un indicateur perceptif.

5.2.3 Par sonie

Le bruit de combustion est très complexe, mais les sons ne peuvent être évalués que selon la sonie ou le timbre puisque la durée et la hauteur tonale sont égales. L'analyse est alors orientée sur la sonie, qui représente la sensation d'intensité sonore. Elle constitue alors l'un des premiers indicateurs perceptifs utilisés pour évaluer des sons entre eux. Le système auditif traite les fréquences de manière différente selon des bandes, ainsi la sonie spécifique tient compte de cette différence et représente la sonie sur chaque bande de fréquence, appelée bande critique. Il est à noter que la sonie est un indicateur global et se calcule par intégration de la sonie spécifique sur chaque bande critique. Cette grandeur étant subjective, elle ne peut se mesurer, et sa détermination repose alors sur l'utilisation de modèle dont l'entrée est le signal enregistré. Le modèle de Moore [MG96] est le plus récent et consiste en une amélioration du classique modèle de Zwicker. Les sonies des stimuli sont donc déterminées à partir du modèle de Moore, selon la norme ANSI S3-4 de 2007. Les valeurs obtenues sont présentées en figure 5.3. La sonie est une grandeur propre au signal sonore, elle n'est donc pas déterminée à partir des résultats des tests. Cela explique que dans la figure 5.3 la sonie soit affichée pour 9 sons et non 10 stimuli.

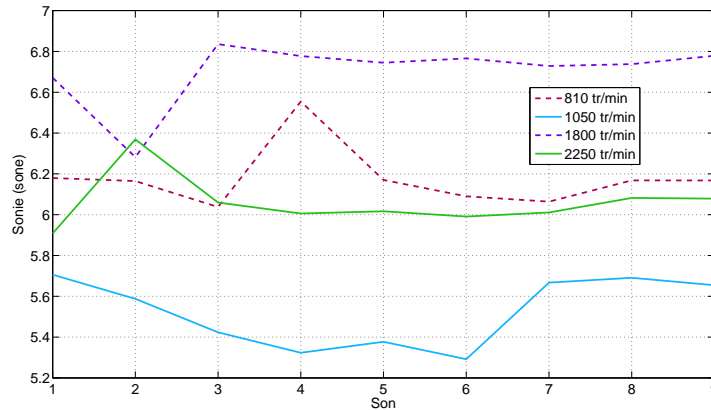


FIGURE 5.3 – Sonie de de chaque son composant le test à 810, 1050, 1800 et 2250 tr/min.

L'analyse des courbes de sonie ne permet pas d'interpréter les résultats issus de l'expérience. Les sujets n'ont pas utilisé la sonie pour comparer les sons comme l'écart entre la sonie maximale et minimale d'une série est de moins de 10 % de la sonie moyenne (seuil différentiel d'intensité). Par exemple à 1050 tr/min, la sonie du son de référence est quasiment égale à celle des sons 7, 8 et 9. Les résultats des tests ont montré que seuls les sons 8 et 9 ont été regroupé avec le son de référence. L'étude se tourne alors vers les diagrammes de sonie spécifique, a priori plus près de la réalité de perception qu'un spectre, pour observer le contenu fréquentiel. La sonie spécifique des bruits synthétisés à 1050 et 1800 tr/min est affichée en annexe, et est illustrée en figure 5.4 pour 810 et 2250 tr/min.

Les figures des bas régimes sont en accord avec les conclusions obtenues lors de l'analyse de la distance des sons : les filtres sur-estimés permettent la synthèse de bruits de combustion similaires au bruit de référence. Pour 2250 tr/min, les résultats sont opposés pour les deux groupes, sauf concernant les sons 2, 4 et 6 qui sont évalués différents du

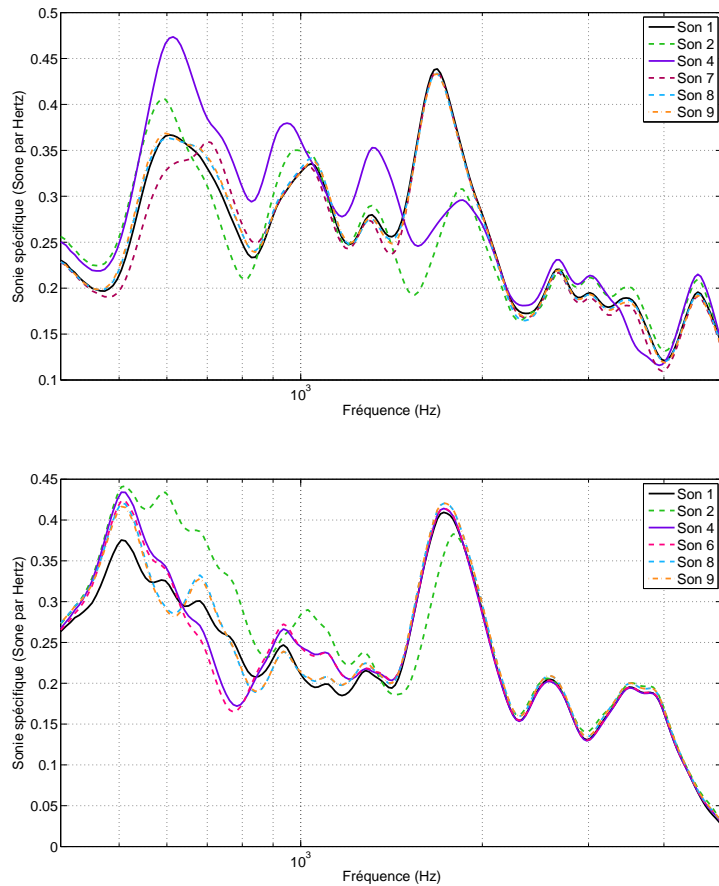


FIGURE 5.4 – Sonie spécifique selon la fréquence pour certains sons à 810 (haut) et 2250 tr/min (bas).

son de référence. Les courbes de sonie spécifique confortent ces observations. Elles indiquent aussi que les autres stimuli, origine de contradictions, sont assez proches du son de référence excepté dans l'intervalle 500-1500 Hz. Il est important de se rappeler que l'énergie du filtre est faible dans cette bande de fréquences, nécessitant un blanchiment du spectre (cf partie 4.3.2). Toutefois malgré l'optimisation de la méthode ESPRIT, les filtres estimés peuvent posséder des erreurs d'estimation dans cette zone fréquentielle. L'énergie du signal de pression cylindre est dominante en basses fréquences. Ainsi la convolution temporelle entre le filtre et la pression cylindre implique qu'une petite erreur d'estimation du filtre dans cette bande de fréquence peut devenir une erreur de synthèse du bruit de combustion assez importante pour être détectée à l'écoute. Une attention particulière doit donc être attachée à la précision d'estimation du filtre de Wiener dans l'intervalle 500-1500 Hz.

Compte tenu de la complexité des bruits de combustion, les sujets peuvent évaluer les stimuli selon différents aspects perceptifs. L'idée consiste alors à établir si la sonie spécifique porte l'information utile, c'est-à-dire les aspects perceptifs utilisés par les auditeurs. Des distances entre sonies spécifiques sont donc définies puis étudiées. La première est la distance euclidienne d_e de formule (5.1) dont k est l'indice fréquentiel et N la longueur du signal discret de sonie spécifique $s_i[k]$ ou $s_j[k]$. La sonie est une échelle de rapport, l'étude d'un rapport de sonie spécifique a donc un sens. La seconde distance repose alors sur le rapport maximal entre deux sonies spécifiques pour chaque fréquence, ce qui permet d'établir une distance moyenne d_u par rapport à l'unité, définie en (5.3).

Les distances obtenues peuvent se trouver supérieures à l'unité, il est donc nécessaire de les normer pour obtenir des distances d_{me} et d_{mu} afin de tracer le dendrogramme.

$$d_e(i, j) = \sqrt{\sum_{k=1}^N (s_i[k] - s_j[k])^2} \quad (5.1)$$

$$d_{me}(i, j) = \frac{d_e(i, j)}{\max(d_e)} \quad (5.2)$$

$$d_u(i, j) = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N \max\left(\frac{s_i[k]}{s_j[k]}, \frac{s_j[k]}{s_i[k]}\right) - 1 \quad (5.3)$$

$$d_{mu}(i, j) = \frac{d_u(i, j)}{\max(d_u)} \quad (5.4)$$

Les arbres d'agglomération obtenus à bas régime pour les deux distances de sonie spécifique d_{me} et d_{mu} sont en accord avec les dendrogrammes des stimuli, et sont tous présentés en annexe.

A 2250 tr/min, deux groupes d'auditeurs ont été identifiés. Il est donc intéressant d'observer les dendrogrammes de sonie spécifiques à ce régime pour les deux distances, illustrés en figure 5.5, et de les confronter aux arbres d'agglomération de stimuli obtenus pour chaque groupe de sujets, et présentés en figure 5.6. Lors du test les stimuli 1 et 10 correspondent au même son joué deux fois. Le dendrogramme des stimuli est calculé à partir des résultats des sessions d'écoute, alors que celui de sonie spécifique est calculé directement à partir des sons. Ceci explique l'inexistence du son 10 dans les arbres d'agglomération de sonie spécifique.

De manière générale, tous les dendrogrammes s'accordent sur l'isolement des sons 2, 4 et 6, ainsi que sur la forte similarité entre les sons 4 et 6. L'évaluation des autres sons conduit les auditeurs à des résultats partagés. Le groupe 1 rassemble tous ces stimuli en les estimant similaires, alors que le groupe 2 considère les sons de référence (1 et 10) comme différent des sons 3, 5, 7, 8, et 9. L'analyse des arbres d'agglomération de sonie spécifique permet d'éclaircir cette différence de jugement, mais pas de l'expliquer.

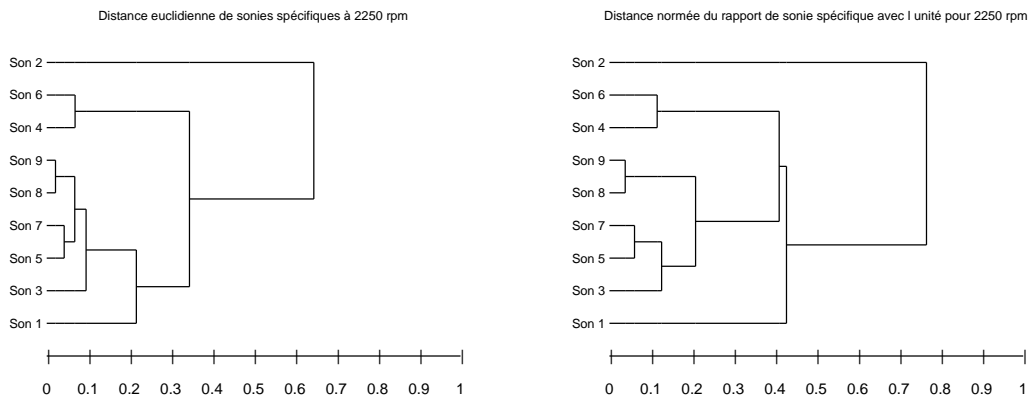


FIGURE 5.5 – Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 2250 tr/min.

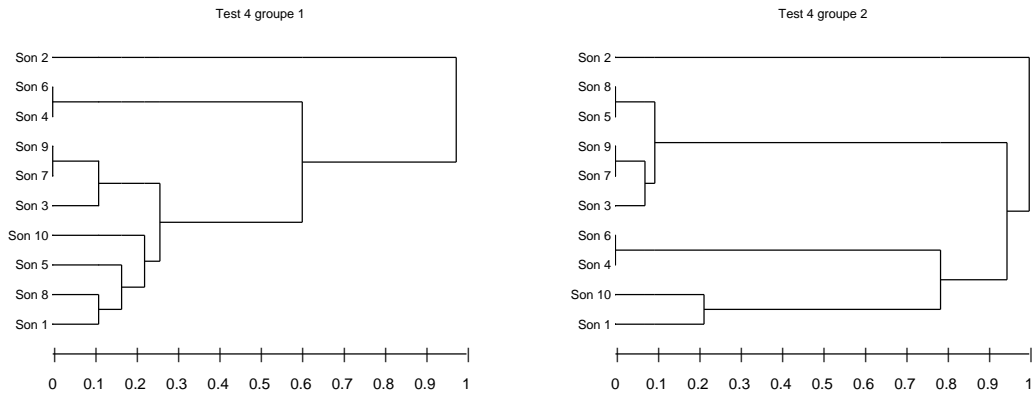


FIGURE 5.6 – Arbres d’agglomération pour les stimuli selon le groupe 1 (gauche) et 2 (droite) à 2250 tr/min.

Il semble que le groupe 1 ait employé une méthode d’évaluation très similaire à l’agglomération obtenue avec la distance euclidienne de sonie spécifique. A l’inverse le groupe 2 aurait évalué les sons selon des aspects perceptifs représentés par la seconde distance. La distinction des deux distances est que la première est basée sur la différence entre deux sonies spécifiques, alors que l’autre repose sur le rapport. Ces deux grandeurs sont alors tracées pour chaque fréquence (figure 5.7) entre les sonies spécifiques des sons 1 et 8. Ces deux bruits sont similaires pour le groupe 1 et très éloignés pour le groupe 2, ce qui devrait aider à la compréhension des différences d’évaluation entre les deux groupes.

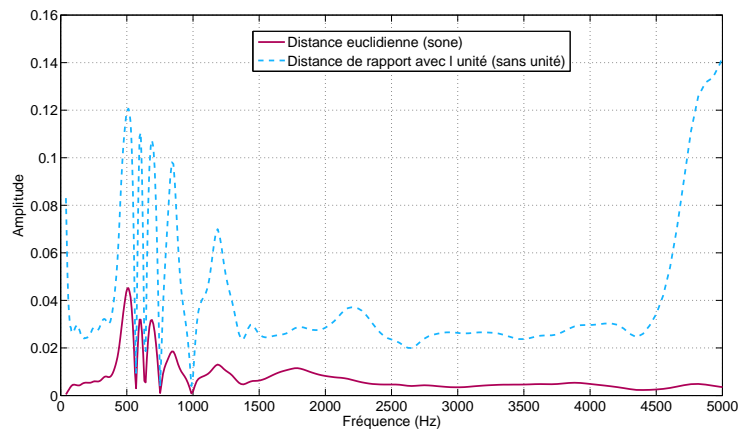


FIGURE 5.7 – Evolution des distances de sonie spécifique selon les fréquences, à 2250 tr/min entre les sons 1 et 8.

Il apparaît que la distance euclidienne indique de fortes variations essentiellement entre 500 et 1400 Hz, alors que l’autre distance met en évidence en plus de cet intervalle des différences entre 1,4 et 1,5 kHz puis au dessus de 2 kHz. Ceci indiquerait que les sujets du groupe 1 aurait évalué les stimuli selon la bande 500-1400 Hz, et les autres plutôt selon les bandes 2-2,5 KHz et 4.5-5 kHz.

5.3 Résumé du chapitre

Afin d'établir l'influence des conditions d'estimation du filtre de Wiener sur la synthèse du bruit de combustion, une expérimentation perceptive est mise en place. Elle se partage en quatre sessions d'écoute de procédure identique, mais utilisant des stimuli obtenus pour quatre points de fonctionnement différents.

Le traitement des résultats selon l'indice de Rand asymétrique démontre que les auditeurs se distinguent en deux groupes à 2250 tr/min seulement. Ainsi une majorité de sujets adoptent des stratégies d'agglomération communes pour tous les régimes sauf à 2250 tr/min.

L'analyse des résultats est portée sur la distance de chaque son avec le son de référence, pour chaque groupe d'auditeurs. Il se constate globalement que les sur-estimations de spectrofiltre, à bas régime, permettent la synthèse de bruits de combustion similaires à celui conventionnel. Ceci conforte l'analyse des spectres de filtres de Wiener faite en partie 4.4.1, et valide l'utilisation du critère ESTER pour estimer justement le spectrofiltre.

A 2250 tr/min les résultats sont totalement contradictoires pour les deux groupes, excepté pour deux sons ne possédant pas de conditions d'estimation particulières. Pour essayer de comprendre ce phénomène, la sonie de chaque son est observée. Cependant cet indicateur n'apparaît pas suffisant pour interpréter les résultats de l'expérience.

Le bruit de combustion est très complexe, il est donc possible que les auditeurs aient jugé les stimuli selon divers aspects perceptifs. L'étude s'oriente alors vers la sonie spécifique qui porte l'information de la sonie et du contenu fréquentiel. Les courbes de sonie spécifique aboutissent aux mêmes conclusions que les analyses précédentes pour les bas régime. Concernant le régime de 2250 tr/min, les sons évalués de manière identique par les deux groupes possèdent bien des sonies spécifiques différentes du son de référence. Pour les autres sons, dont les groupes s'opposent, une légère différence de sonie spécifique s'observe entre 0.5 et 1.5 kHz. Dans cette zone fréquentielle, les filtres estimés restent imprécis. Etant donné que cela correspond à une bande fréquentielle de faible énergie pour le spectrofiltre, il a été pensé que l'impact sur la synthèse du bruit de combustion serait minime. Toutefois, l'énergie de la pression cylindre est dominante en basses fréquences. Ainsi lors de la synthèse du bruit de combustion, une petite erreur du spectrofiltre dans cet intervalle peut conduire à une erreur de synthèse du bruit décelable à l'oreille.

Pour s'assurer que la sonie spécifique contient l'information utilisée par les sujets lors de l'expérience, deux distances sont calculées : une reposant sur la différence de deux sonies spécifiques (distance euclidienne) et l'autre sur le rapport. Travailler sur un rapport de sonie a un sens puisque la sonie représente une échelle de rapports. L'analyse de ces deux distances permet de comprendre ce qui distingue l'évaluation des sons par les deux groupes d'auditeurs. Les deux auraient évalué et comparé les sons selon des aspects perceptifs représentés par la sonie spécifique. Un groupe se serait intéressé à la bande 500-1400 Hz, alors que l'autre se serait focalisé sur les fréquences supérieures à 2 kHz.

Chapitre 6

Perspectives : effet du fenêtrage temporel sur la synthèse du bruit de combustion et proposition de filtre commun

Les chapitres précédents ont permis d'identifier une erreur dans la synthèse du filtre de Wiener conventionnel. Le fenêtrage de Tukey, nécessaire pour isoler les contributions sonores du cylindre, implique une modification de l'amortissement du filtre de Wiener selon le régime. Il est intéressant de se demander quel impact cette modification peut avoir sur le bruit de combustion. Pour le savoir, des travaux sont engagés pour tenter de définir les effets du fenêtrage de Tukey sur la synthèse du bruit de combustion. Les conclusions obtenues aident alors à la définition des caractéristiques du filtre commun, permettant d'aller jusqu'à la proposition d'un filtre.

6.1 Modification de l'amortissement du spectrofiltre

Dans le calcul du filtre de Wiener, la durée d'un cycle varie en fonction du régime. La fenêtre de Tukey ayant pour utilité d'extraire les contributions d'un cylindre, il est impératif que sa durée soit adaptée au régime considéré. Ainsi il apparaît inadéquat d'utiliser la fenêtre de Tukey obtenue au ralenti pour calculer un spectrofiltre haut régime. Afin d'établir une modification d'amortissement dans la synthèse du bruit de combustion, il est donc envisagé de substituer le filtre de Wiener conventionnel par le filtre calculé en un autre point de fonctionnement, possédant un amortissement plus grand ou plus petit.

6.1.1 Réduction à bas régime

Pour réduire l'amortissement, il faut travailler en bas régime, où l'amortissement est le plus faible. Ensuite, un bruit de combustion est synthétisé à partir d'un filtre haut régime, préalablement calculé. Il est arbitrairement choisi d'utiliser le ralenti, et le spectrofiltre à 2250 tr/min. Ainsi deux bruits de combustion sont déterminés : celui conventionnellement obtenu à 810 tr/min, et un autre défini par la convolution entre les pressions cylindre au ralenti et les filtres de Wiener correspondant à haut régime. L'évolution temporelle de ces sons est présentée en figure 6.1.

Comme attendu, le bruit de combustion calculé avec le filtre de Wiener à haut régime possède des impulsions plus courtes que pour le bruit conventionnel. La diminution d'amortissement du spectrofiltre se répercute donc bien sur le bruit de combustion. Au niveau fréquentiel une forte perte d'amplitude se constate en figure 6.2 pour le bruit défini

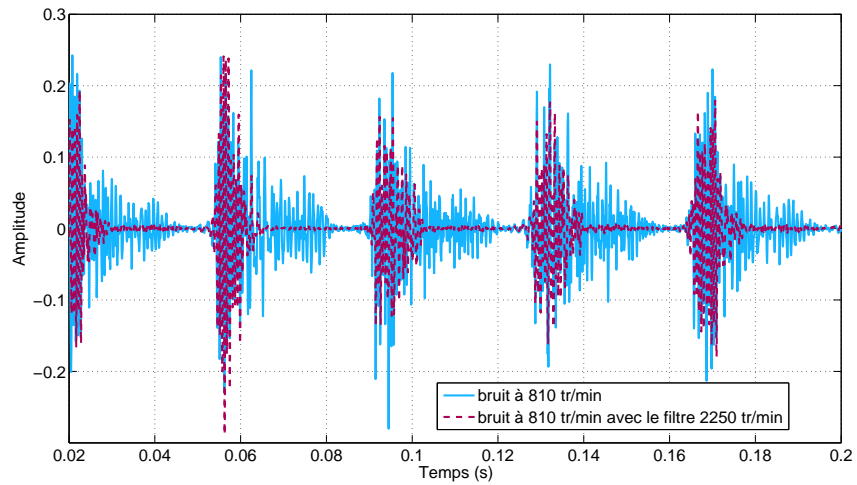


FIGURE 6.1 – Evolution temporelle des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.

avec le filtre haut régime. Ceci peut s'expliquer par la perte d'énergie du signal sonore synthétisé, qui est induite par la réduction temporelle des impulsions. Le spectrofiltre à 2250 tr/min génère des résonances plus marquées au dessus de 4 kHz.

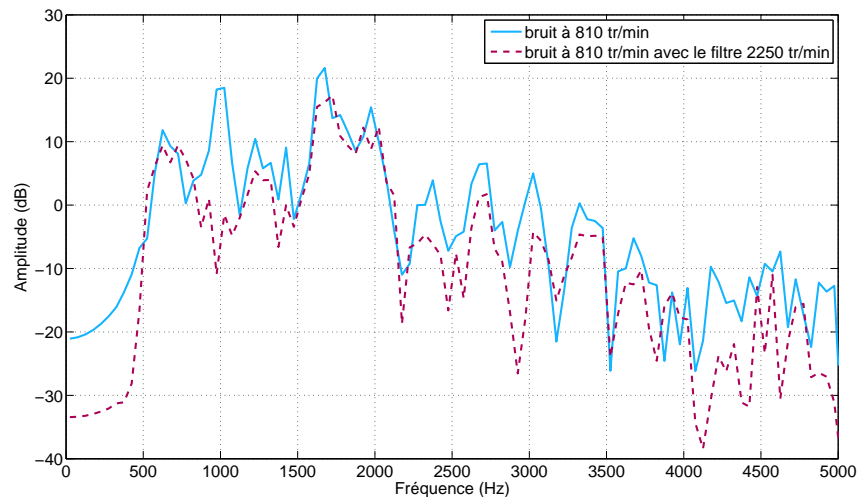


FIGURE 6.2 – Spectre moyen, par bande de 50Hz, des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.

Pour avoir une idée de l'impact perceptif de ces différences, la sonie spécifique des sons est déterminée. Il a été vu au chapitre 5 que la sonie spécifique apparaît être un bon indicateur perceptif pour le bruit de combustion. Les courbes de sonie spécifique des deux sons sont affichées en figure 6.3.

A l'écoute, les sons possèdent des différences notables dans certaines bandes de fréquence, ce qui se confirme par les courbes de la figure 6.3. La sonie spécifique du bruit de combustion conventionnel est plus importante que celle de l'autre bruit sur la quasi-totalité du domaine audible. La sonie spécifique représente la sensation perçue de l'intensité sonore

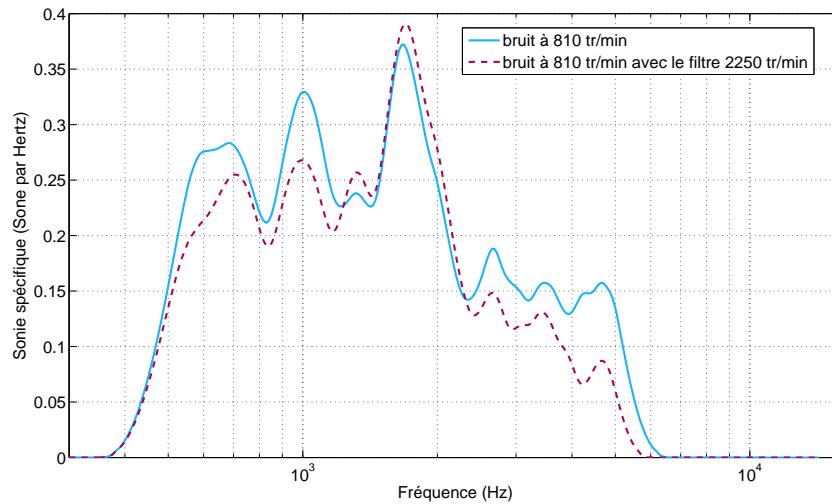


FIGURE 6.3 – Sonie spécifique des bruits de combustion à 810 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.

par bande de fréquence. Le spectre du bruit conventionnel laisse à penser que l'énergie de ce son est plus importante que celle de l'autre bruit, il peut alors être pensé que l'intensité sonore est évaluée plus forte pour le bruit conventionnel.

Il est intéressant de voir que les courbes possèdent des allures très ressemblantes sur tout le domaine excepté à 600 Hz et 4,1 KHz. Autour de ces fréquences les allures des courbes de sonie diffèrent par l'apparition d'un pic très marqué pour le bruit conventionnel. Cela peut représenter la perte d'information générée dans l'estimation du filtre de Wiener à haut régime, qui est physiquement représentée par une modification de l'amortissement du filtre.

6.1.2 Augmentation à haut régime

A l'inverse de la partie précédente, le bruit de combustion est ici déterminé à haut régime. Ainsi l'utilisation d'un filtre de Wiener à bas régime permet d'évaluer l'effet d'une diminution de l'amortissement du spectrofiltre sur le bruit de combustion. Les points de fonctionnement retenus sont ceux de la partie 6.1.1, c'est à dire 810 tr/min et 2250 tr/min. Le bruit de combustion conventionnel à 2250 tr/min et celui défini à partir du spectrofiltre à 810 tr/min sont illustrés en figure 6.4.

Les bruits de combustion possèdent une allure similaire, mais bien évidemment des différences d'amplitude entre chaque combustion se dégagent. Pour le bruit obtenu avec le filtre bas régime, l'amplitude du signal sonore diminue peu jusqu'à la combustion suivante, à tel point qu'il peut apparaitre complexe de séparer clairement les combustions. A l'inverse, le bruit conventionnel possédant un amortissement plus important permet de distinguer les combustions. Globalement ces sons apparaissent proches mais distincts dans leur évolution temporelle. L'analyse des spectres, figure 6.5 permet de mettre en avant leurs différences.

Comme attendu le filtre de Wiener haut régime sous-estime globalement le spectre du bruit de combustion. Il est à noter que le bruit conventionnel possède une très forte baisse d'amplitude entre 4,5 et 6 kHz, qui ne se produit pas pour l'autre bruit. Ce phénomène semble donc être lié au spectrofiltre, mais au regard de la figure 6.2, aucune chute d'amplitude n'est constatée pour le bruit déterminé avec le filtre haut régime. Afin de savoir

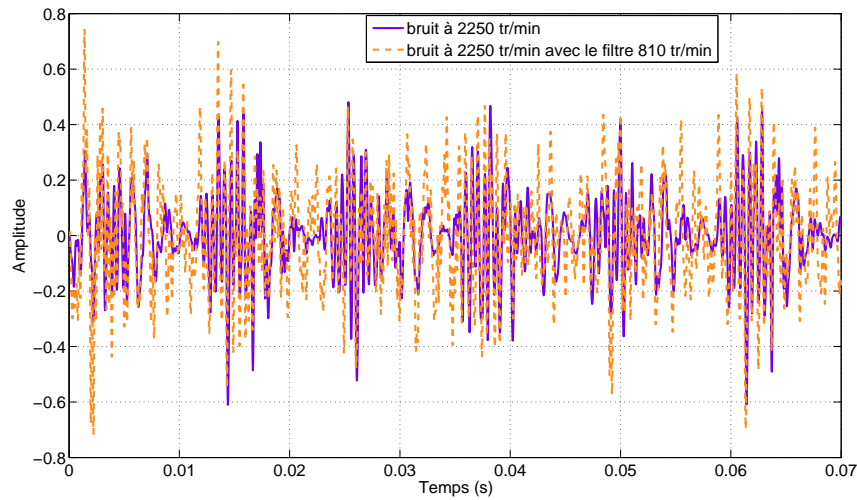


FIGURE 6.4 – Evolution temporelle des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 2250 et 810 tr/min.

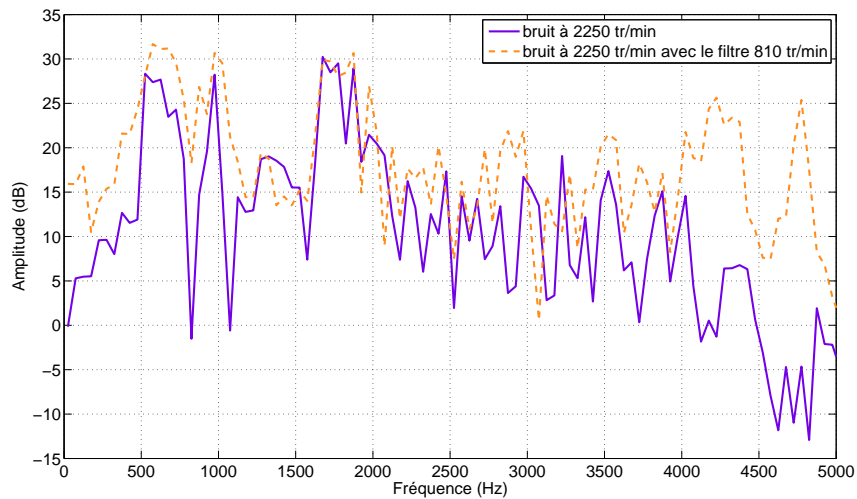


FIGURE 6.5 – Spectre moyen, par bande de 50Hz, des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 2250 et 810 tr/min.

si cette différence spectrale modifie la perception du bruit de combustion, les courbes de sonie spécifique sont présentées en figure 6.6.

Les sonies spécifiques des deux sons possèdent des allures assez proches jusqu'à 4 kHz. Entre 4 et 6 kHz la sonie spécifique du bruit conventionnel décroît quasi-uniformément pour s'annuler à 6 kHz. A l'inverse, la courbe de l'autre bruit reste à 0.2 sone/Hz jusqu'à 5 kHz où la sonie commence à décroître. Ainsi l'écart de spectre observé en figure 6.2 entre 4 et 6 kHz se retrouve à l'écoute des sons.

Ces fortes composantes hautes fréquences perturbent la perception d'autres différences existantes dans les courbes de sonie. Par exemple un pic à 600 Hz est identifié pour le bruit non conventionnel et reste aplati pour l'autre bruit ; ou encore la présence d'un pic de sonie à 1300 Hz pour le bruit conventionnel est totalement inexistant pour l'autre

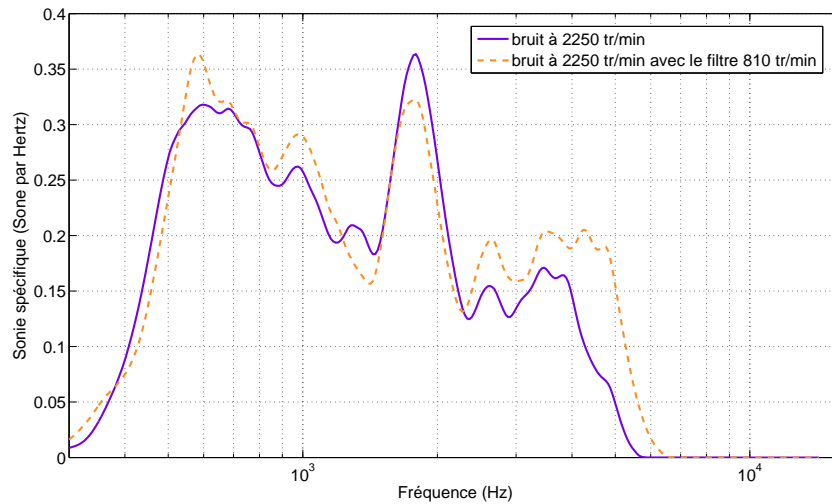


FIGURE 6.6 – Sonie spécifique des bruits de combustion à 2250 tr/min obtenus par les spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min.

son. De manière générale, le filtre bas régime possède des informations qui disparaissent quand le régime augmente. Ce manque d'information se fait ressentir dans la synthèse et la perception des bruits de combustion.

6.1.3 Conclusions

La détermination du filtre de Wiener à haut régime entraine une modification des caractéristiques du filtre, tels que l'amortissement et l'allure du spectre comme illustré en figure 6.7.

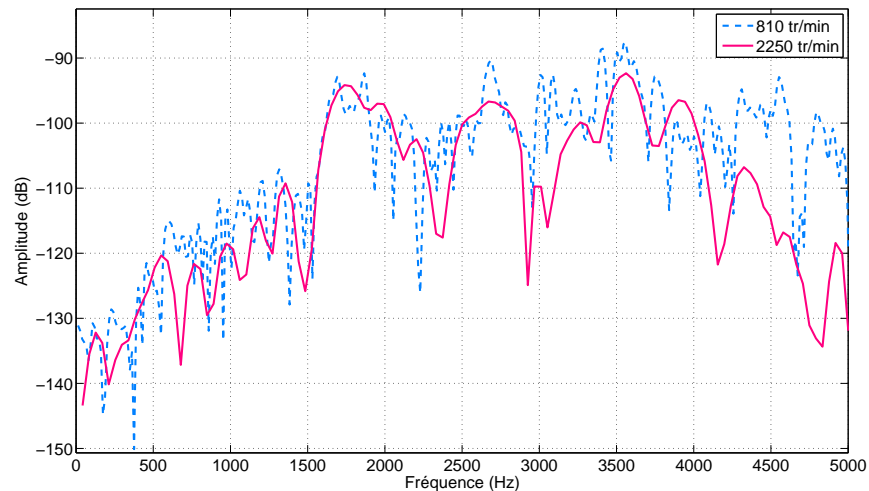


FIGURE 6.7 – Spectrofiltres à 810 et 2250 tr/min selon les fréquences.

Ces modifications se répercutent sur les bruits de combustion synthétisés par une réduction du spectre et de la sonie spécifique sur la majorité du domaine audible, et

la disparition ou apparition de certaines composantes fréquentielles. Ces changements impliquent des modifications d'évaluation du bruit de combustion.

Par exemple, le spectrofiltre à 2250 tr/min possèdent des composantes à 4.5 et 5 kHz très atténuées comparé au filtre du ralenti. Cette atténuation se retrouve dans le spectre des bruits qu'ils synthétisent aux mêmes fréquences. Ainsi, un bruit obtenu avec le filtre au ralenti possèdent ces composantes hautes fréquences qui peuvent perturber l'écoute.

6.2 Le spectrofiltre au ralenti, un possible filtre commun

Dans ce manuscrit, le filtre de Wiener déterminé au ralenti est apparu comme le plus représentatif du comportement réel de la structure du moteur. Il peut alors être envisagé d'isoler le bruit de combustion en tout point de fonctionnement à partir de ce filtre et le conventionnel, pour obtenir un bruit de combustion physiquement plus juste. Une question vient alors : le bruit de combustion obtenu par le filtre au ralenti est-il éloigné du bruit calculé conventionnellement ?

La partie 6.1.2 a montré que cette substitution permet bien la synthèse d'un bruit de combustion, dont certaines composantes fréquentielles sont modifiées (ajout ou suppression). Il peut être pensé que les différences apportées par le spectrofiltre au ralenti sont liées à des composantes sonores de la structure du moteur, non prise en compte dans le filtre conventionnel. Cela soulève alors un point important qui est de savoir quel filtre isole le mieux le bruit de combustion. Pour tenter d'éclaircir ce point, deux bruits de combustion sont synthétisés en plusieurs points de fonctionnement, avec le filtre conventionnel et celui au ralenti.

6.2.1 Observations des bruits de combustion

La technique employée est analogue à celle développée en partie 6.1.2. Deux bruits de combustion sont calculés pour plusieurs points de fonctionnement : un avec le filtre conventionnel, l'autre avec le filtre à 810 tr/min. Afin de représenter au mieux l'évaluation perceptive des ces bruits, l'étude de ces sons est effectuée selon leur sonie spécifique. Les divers points de fonctionnement utilisés sont définis en partie 4.4.1, soit des régimes de 1050, 1300, 1550, 1800, 2050, 2250, 2550 et 2800 tr/min.

Pour chaque point de fonctionnement, les courbes de sonie spécifique des deux bruits de combustion sont confrontées entre elles. De manière générale, les courbes possèdent des allures proches. Toutefois des différences existent : certaines composantes fréquentielles apparaissent, sont atténuées, ou supprimées. Ces modifications deviennent de plus en plus importantes lorsque le régime moteur augmente. Cette évolution est à rapprocher de l'erreur de détermination du spectrofiltre introduite par le fenêtrage de Tukey. Il semble logique qu'une modification du filtre de Wiener génère des modifications, plus ou moins importantes, dans la synthèse du bruit de combustion.

La sonie spécifique conforte la constatation d'une similarité dans le timbre des bruits non conventionnels. Les courbes de ces bruits, obtenues pour certains points de fonctionnement, sont illustrées en figure 6.8. Certains pics se retrouvent communément entre tous les bruits issus du filtre au ralenti. Afin de savoir si ces modifications et similitudes fréquentielles sont bien représentatives du comportement de la structure du moteur, les fréquences relevées (600 ; 1700 ; 2700 ; 3500 Hz) sont comparées à celle du chapitre 2.

Ainsi, il peut être affirmé que certains pics observés sur les bruits déterminés avec le filtre au ralenti sont bien représentatif de la structure.

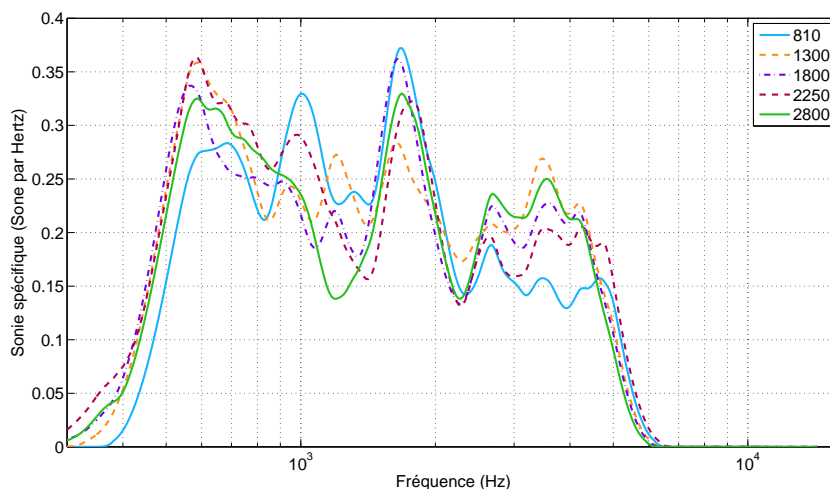


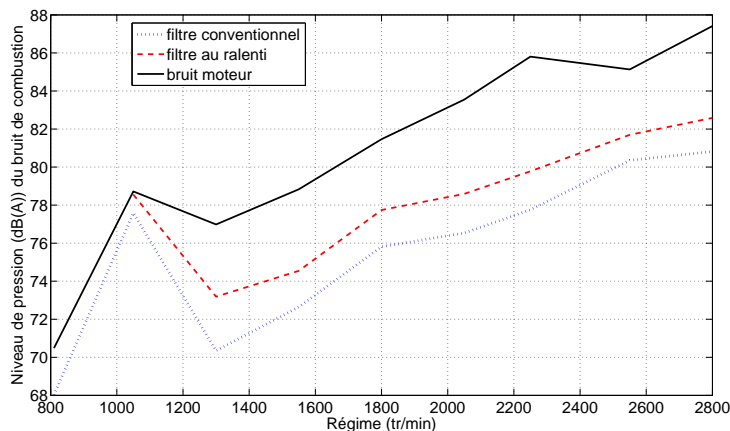
FIGURE 6.8 – Sonie spécifique selon la fréquence des bruits de combustion synthétisés par le filtre au ralenti en divers régimes.

6.2.2 Evolution des sources du bruit moteur selon le filtre employé

L'analyse de la séparation du bruit de combustion peut aussi s'effectuer au moyen de bruit mécanique, ces derniers étant liés entre eux par le bruit moteur. En première approche, l'évolution de ces sons est observée selon leur niveau de pression acoustique. Les valeurs obtenues par bruit sont présentées sous forme de courbes en figure 6.9.

Le niveau de pression du bruit de combustion conforte les observations faites en partie 6.2.1. Les bruits synthétisés par le filtre au ralenti possèdent des niveaux de pression acoustique supérieurs à ceux des bruits calculés avec le filtre conventionnel.

Pour le bruit mécanique, le résultat s'avère analogue à celui du bruit de combustion, au lieu de l'inverse. Le niveau de pression des bruits issus du filtre au ralenti sont légèrement supérieurs à celui des bruits conventionnels. Cependant, l'écart de niveau de pression du bruit de combustion reste globalement constant à une valeur de 4 dB; alors que pour le bruit mécanique cet écart tend à réduire avec le régime et reste à une faible valeur d'environ 1 dB.



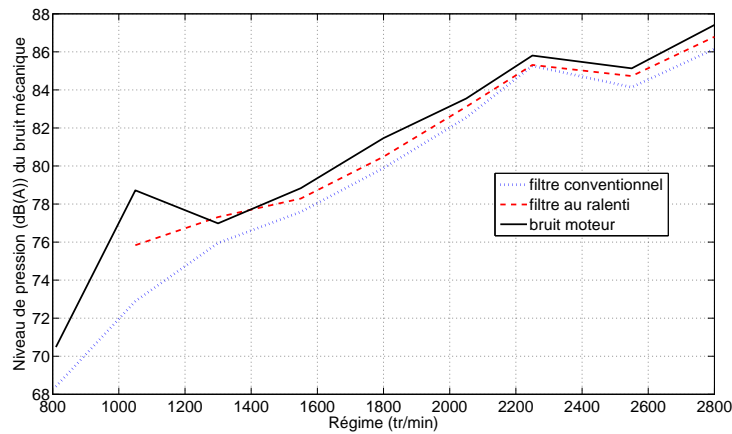


FIGURE 6.9 – Niveaux de pression en dB du bruit de combustion (haut) et du bruit mécanique (bas) pour des synthèses avec le spectrofiltre conventionnel (pointillé bleu) et le filtre de Wiener au ralenti (trait continu rouge).

A haut régime, le bruit mécanique domine ce qui explique qu’une faible différence existe entre l’utilisation du filtre au ralenti et celui conventionnel. Le plus surprenant concerne les bas régimes. Le bruit mécanique est déterminé en ôtant temporellement le bruit de combustion au bruit moteur. Il semble alors que si le niveau de pression du bruit de combustion augmente de 4 dB en moyenne, celui du bruit mécanique correspondant devrait être réduit. Cependant les résultats obtenus sont contraires à cette logique.

Pour tenter de comprendre l’origine de ce problème, les allures temporelles du bruit moteur, du bruit de combustion et du bruit mécanique à 1050 tr/min sont affichées en figure 6.10, pour une séparation avec le filtre conventionnel et une avec le filtre au ralenti.

La figure 6.10 montre clairement que le bruit mécanique synthétisé avec le filtre au ralenti possède un niveau de pression plus important que le conventionnel. Cela peut s’expliquer en observant le bruit moteur et les bruits de combustion. Lorsque le bruit de combustion est retranché au bruit moteur, certaines contributions de la combustion ne sont pas exactement calées sur celle contenues dans le bruit moteur, et se retrouvent alors dans le bruit mécanique. La séparation des sources n’est alors pas correcte avec le filtre au ralenti. Il est à rappeler que de nombreuses incertitudes existent dans le calcul du spectrofiltre, notamment pour l’instant initial.

Le filtre déterminé au ralenti peut donc correspondre au filtre commun recherché. Toutefois, une étude plus approfondie reste à établir sur le bruit mécanique pour définir si la séparation du bruit de combustion et du bruit mécanique est physiquement juste avec le spectrofiltre au ralenti, en tout point de fonctionnement.

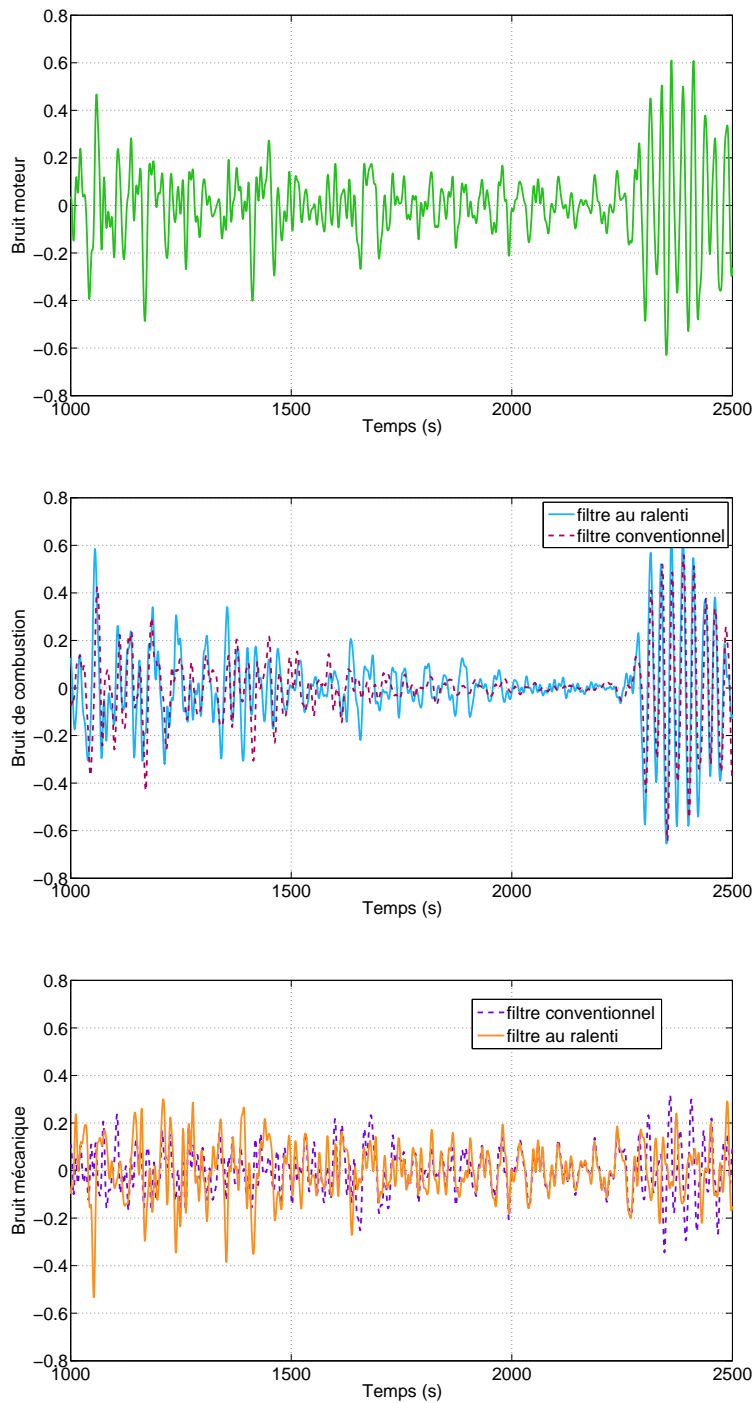


FIGURE 6.10 – Evolution temporelle du bruit moteur (haut), du bruit de combustion (milieu) et du bruit mécanique (bas) pour des synthèses avec le spectrofiltre conventionnel (trait discontinu) et le filtre de Wiener au ralenti (trait plein). Régime de 1050 tr/min.

Conclusion

La séparation du bruit de combustion par le spectrofiltre est une méthode efficace mais complexe. Elle nécessite un long traitement des données pour déterminer le filtre de Wiener. Cette procédure doit être appliquée pour chaque point de fonctionnement, ce qui lui confère une qualité de synthèse du bruit de combustion. Le but de cette étude consistait donc à optimiser le spectrofiltre en déterminant un filtre de Wiener applicable en tout point de fonctionnement et capable d'extraire un bruit de combustion juste d'un point de vue physique et perceptif.

Il a été important de rappeler les caractéristiques du bruit de combustion (origine et propagation), pour comprendre les propriétés du spectrofiltre. Ces dernières ont été présentées selon la théorie puis à partir de mesures effectuées sur banc d'essai. Le spectrofiltre est défini selon les parties aléatoires des signaux du capteur et de pression cylindre, entre 500 et 5000 Hz. Il est défini pour un cylindre, ainsi un fenêtrage de Tukey est appliqué au signal du capteur (microphone et accéléromètre) pour isoler les contributions du cylindre considéré. Une fois le traitement des mesures terminé, les spectrofiltres sont confrontés aux réponses de la structure excitée par des impacts portés au marteau de choc en divers points de la surface externe du moteur. Les fonctions de transfert obtenues par mesure vibratoire ont permis d'identifier des modes de l'attelage mobile, et par mesure acoustique de déceler un mode de support de coiffe. Le spectrofiltre représente donc bien la réponse de la structure moteur à l'excitation de combustion, ce qui permet de dire qu'un filtre commun peut exister.

Avant de développer un filtre commun, il a fallu s'assurer que l'utilisation d'un filtre commun autorise la synthèse d'un bruit de combustion. Pour cela une expérimentation perceptive simple a été conduite, pour vérifier que la substitution du spectrofiltre calculé conventionnellement par un spectrofiltre d'un autre point de fonctionnement peut isoler un bruit de combustion. Cela a permis de constater que le timbre du bruit de combustion est dominé par la pression cylindre. De là, deux estimations ont été faites pour le filtre commun à partir de spectrofiltres calculés en différents points de fonctionnement. Elles reposent sur la cohérence des mesures, afin de sélectionner ou donner du poids aux spectrofiltres les plus représentatifs du comportement de la structure. La première estimation consistait en une sélection, pour chaque fréquence, du filtre de Wiener le plus cohérent. L'inconvénient majeure de cette démarche est l'absence de continuité en amplitude et en phase dans le filtre créé. Afin de palier à cette non-continuité, il a donc été choisi de calculer un filtre à partir de la moyenne des spectrofiltres pondérés par leur cohérence. De nettes améliorations sont observées dans les spectres de bruits de combustion synthétisés, mais ces derniers possèdent à l'écoute des différences notables avec le bruit de combustion calculé avec le spectrofiltre conventionnel.

Ces approches simplistes n'étaient donc pas suffisantes, compte tenu de la densité d'information contenue dans le filtre de Wiener. Par conséquent, il a été pensé d'estimer le filtre commun à partir de données caractéristiques de la structure. Pour cela, l'analyse modale expérimentale a été utilisée. Une partie bibliographique a permis de sélectionner les méthodes ESPRIT et LSCE, qui sont apparues adaptées aux propriétés particulières du spectrofiltre. Afin de comprendre le mécanisme de ces méthodes, elles ont été testées

sur un signal synthétique possédant des propriétés fortement similaires à celles du spectrofiltre. Il a ainsi pu être établi que la méthode ESPRIT reste performante pour un signal avancé temporellement, possédant un bruit de fond de RSB supérieur à 10 dB ; et les résultats obtenus pour un signal retardé sont discutables. A l'inverse, la méthode LSCE identifie constamment des pôles faux, ce qui a impliqué que le spectrofiltre a été estimé par la méthode ESPRIT. Cette dernière requiert une estimation du nombre de modes composant le filtre de Wiener, ce qui est possible via le critère ESTER. L'erreur sur l'invariance rotationnelle est minimisée pour le nombre de mode du signal. Ainsi ce critère est utilisé pour définir le nombre de mode K du spectrofiltre permettant l'estimation la plus précise. Si l'estimation est effectuée avec un nombre de modes inférieur à K , ou supérieur, les résultats sont faussés par un manque d'information, ou un surplus impliquant l'identification de pôles faux au milieu de pôles justes. De plus, un écart d'environ 20 dB entre les fréquences inférieures à 1 kHz et celles supérieures a requis le blanchiment du spectre du filtre de Wiener. Une fois la méthode ESPRIT optimisée, elle a été appliquée aux spectrofiltres. Cela a permis d'observer une augmentation artificielle de l'amortissement du spectrofiltre, induit par le fenêtrage de Tukey, obligatoire lors de son calcul. Plus le régime augmente, plus la durée d'un cycle moteur réduit. La fin des contributions sonores d'un cylindre sont donc 'noyées' par le commencement des contributions sonores d'un autre cylindre. Une augmentation de régime génère donc une augmentation artificielle de l'amortissement du filtre.

L'étude du filtre de Wiener ne peut avoir d'intérêt que si une analyse perceptive est menée sur les bruits de combustion synthétisés. Une expérimentation perceptive a donc été développée pour définir si le critère ESTER, utilisé pour optimiser les conditions d'estimation du filtre, est aussi efficace comme critère pour synthétiser avec précision un bruit de combustion. Les stimuli étaient des bruits synthétisés par le filtre de Wiener conventionnel et ses estimations obtenues selon plusieurs conditions d'estimation. Afin de cibler l'évaluation des auditeurs sur les différences d'estimation, chaque test de catégorisation portait sur un régime seulement et demandait aux sujets de juger les sons par similarité. Après analyse des résultats selon l'indice de Rand asymétrique, il ressort que seul le régime de 2250 tr/min a partagé en deux les auditeurs dans leur évaluation perceptive. L'observation des distances entre les stimuli a montré qu'à 810 et 1050 tr/min le critère ESTER est un bon outil pour synthétiser des bruits de combustion quasi-identiques au bruit de référence (celui calculé avec le spectrofiltre conventionnel). A 1800 tr/min, les conclusions sont analogues, mais les bruits synthétisés par des spectrofiltres sur-estimés sont simplement similaires à celui de référence. Pour comprendre les résultats totalement opposés des deux groupes pour 2250 tr/min, il a fallu s'intéresser à la sonie spécifique des sons. Cela a permis de comprendre que les différences de sonie spécifique sont principalement localisées entre 400 et 800 Hz, où le spectrofiltre est souvent mal estimé. Une attention toute particulière doit donc être portée dans ces fréquences où le filtre de Wiener doit être estimé avec précision. Il a aussi été observé que les deux groupes d'auditeurs ont évalué les stimuli selon des aspects perceptifs différents qui peuvent être représentés par la sonie spécifique. Cette grandeur a par conséquent été utilisée pour établir l'influence de la variation d'amortissement sur le bruit de combustion. Cela a conduit à remarquer que le spectrofiltre au ralenti permet de synthétiser des bruits de combustion corrects et physiquement plus représentatifs du comportement de la structure. Les bruits qu'il synthétise possèdent des composantes fréquentielles caractéristiques de la réponse de la structure du moteur à l'excitation de combustion, qui n'apparaissent pas avec le filtre de Wiener haut régime conventionnel. L'analyse du bruit mécanique soulève quelques interrogations, nécessitant une étude plus approfondie pour établir clairement si l'utilisation du spectrofiltre au ralenti permet une séparation du bruit de combustion et du bruit mécanique physiquement juste.

Le spectrofiltre au ralenti semble donc être un bon filtre commun, tant du point de vue physique que perceptif. Toutefois ceci n'est valable que pour le moteur F9 utilisé dans ces travaux. Il serait intéressant de mener cette étude sur d'autres moteurs, aux caractéristiques différentes. Cela permettrait de valider l'augmentation artificielle du spectrofiltre, et d'observer si le filtre de Wiener au ralenti peut universellement être utilisé comme filtre commun. Pour parvenir à une conclusion aussi forte il faudrait mener une analyse perceptive profonde sur les bruits de combustion synthétisés avec le filtre commun, et ceux calculés avec le spectrofiltre conventionnel. Il peut être envisagé de conduire une comparaison par paire avec tous ces bruits comme stimuli. Cela permettrait de quantifier les similarités entre les bruits et de s'assurer que les observations faites à partir des signaux sont en accord avec la perception. Par la suite, une analyse devra être conduite sur les bruits mécaniques correspondant pour valider la séparation du bruit moteur avec le spectrofiltre commun. Une fois le filtre commun établi, il pourra alors être décidé de travailler sur la qualité sonore des moteurs Diesel. Pour cela le filtre commun sera utilisé pour synthétiser des bruits de combustion, à partir des pressions cylindre. Ce filtre pourra aussi permettre aux ingénieurs de prédire les effets de modifications de conception du moteur sur le bruit de combustion, puis le bruit global émis par le moteur Diesel. Les réglages à effectuer seront alors ciblés et pourront offrir une amélioration du bruit de moteur Diesel.

Quatrième partie

Annexes

Annexes A : Analyse des mesures d'impacts

Les impacts au marteau de choc ont été portés en trois points de la structure, localisés en figures 2.1 et 2.2 dans la partie 2.1.1. Une première étude a été menée séparément sur chaque fonction de transfert résultant de ces mesures. Les modules des fonctions obtenues pour chaque point d'impact sont présentés pour chaque capteur. La figure 6.0 et 6.1 représentent respectivement les mesures vibratoires de chaque accéléromètre puis les mesures acoustiques.

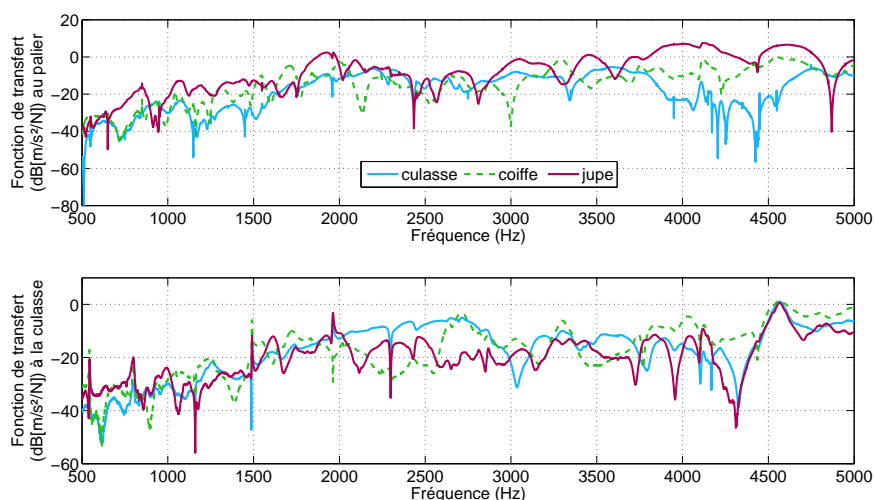


FIGURE 6.0 – Fonctions de transfert vibratoires pour l'accéléromètre au palier (haut) et à la culasse (bas) pour les différents points d'impact.

Comme attendu, les fonctions de transfert vibratoires sont distinctes en allure. Les phénomènes vibratoires ont une influence locale notamment liée à l'amortissement de la structure. Il est alors intéressant d'observer que les fonctions obtenues par l'accéléromètre à la culasse ont des allures similaires entre 1 et 2 kHz pour des impacts portés à la culasse et à la jupe. Les deux chocs se localisent au niveau du cylindre 1, cette forte similitude pourrait donc être rapprochée de l'excitation du carter cylindre. Les chocs portés à la culasse et à la jupe réussiraient chacun à exciter le carter cylindre qui répondrait dans la bande 1-2 kHz.

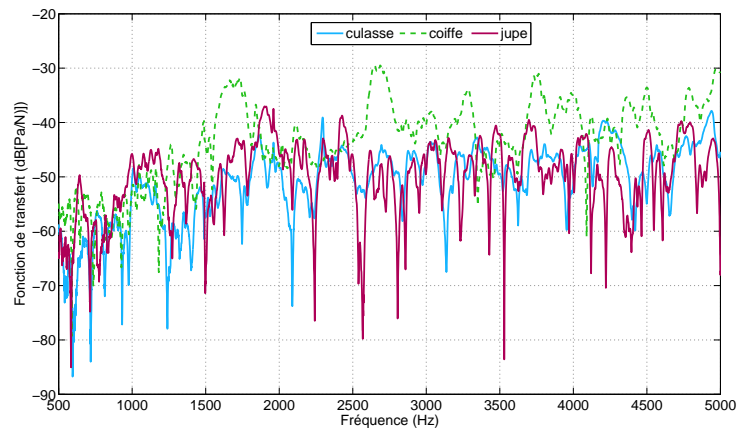
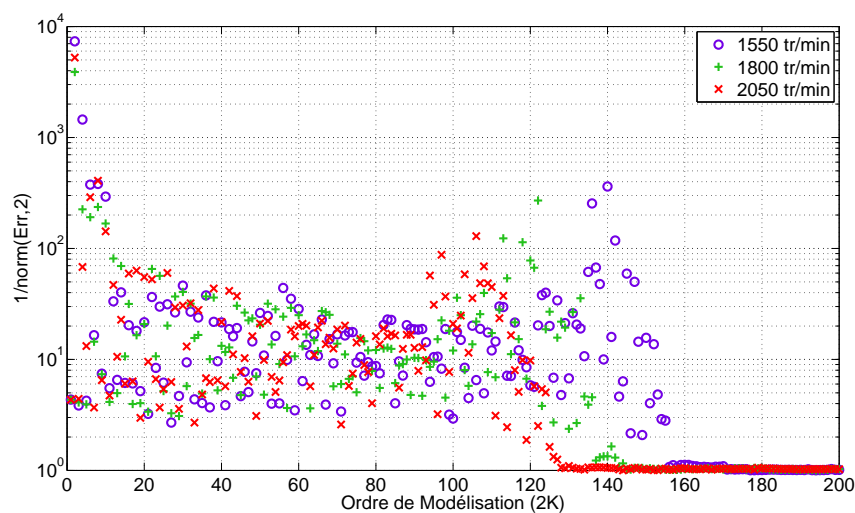
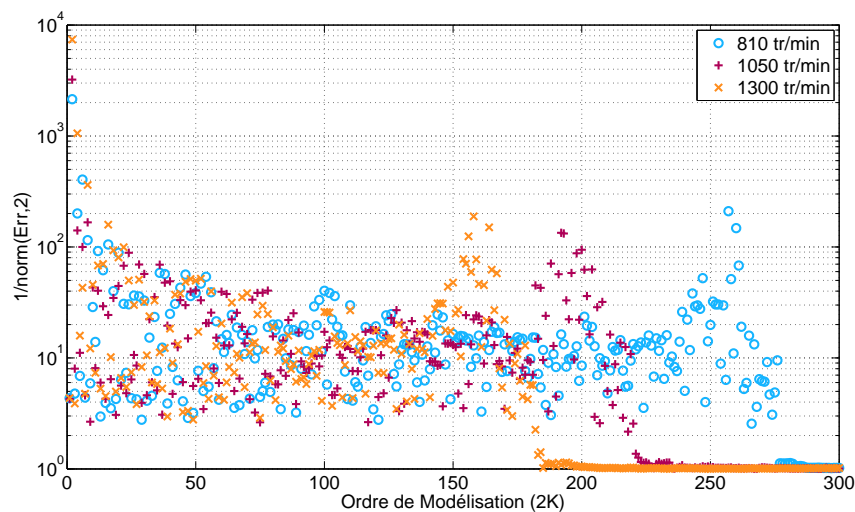


FIGURE 6.1 – Fonctions de transfert du microphone pour les différents points d’impact.

Au niveau acoustique, deux modes de coiffe dominant à 1.6 et 2.6 kHz. De manière générale, pour observer le comportement de la structure du moteur à diverses excitations, il est préférable d’analyser la moyenne des réponses de chaque excitation.

Annexes B : Courbes du critère ESTER

Le critère ESTER, présenté en partie 4.3.1, permet de définir l'ordre de modélisation optimal pour utiliser la méthode ESPRIT. Le principe de cette technique repose sur l'évolution de l'inverse de l'erreur d'invariance rotationnelle selon l'ordre de modélisation. Lorsqu'un maximum est déterminé sur cette courbe, il représente alors le minimum d'erreur d'invariance rotationnelle et indique l'ordre de modélisation optimal. Les courbes illustrées en figure 6.2 ont été tracées pour les spectrofiltres de plusieurs points de fonctionnement.



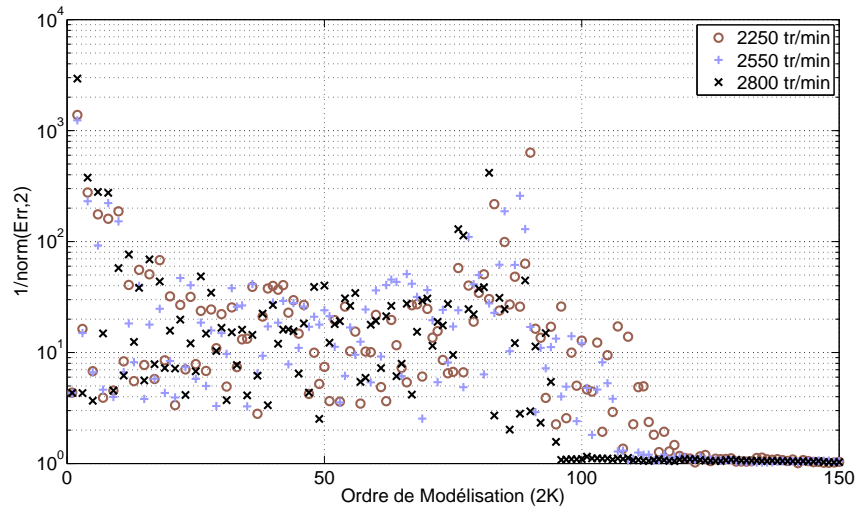


FIGURE 6.2 – Critère ESTER pour chaque point de fonctionnement étudié.

L'ordre de modélisation évolue avec le régime : plus le régime augmente plus le nombre K de modes réduit. Un autre point intéressant est la sélection du nombre K . Le critère ESTER indique que l'ordre de modélisation pour lequel l'inverse de l'erreur est maximale correspond au nombre optimal de modes à extraire. Cependant il peut être difficile d'évaluer ce point, compte tenu de l'allure des courbes obtenues. Dans le cas général, si un doute existe il est préférable de sur-estimer l'ordre de modélisation puis de supprimer les pôles faux.

Annexes C : Analyse de sonie spécifique

L'exploitation des résultats des tests de catégorisation du chapitre 5 ont conduit à l'analyse de la sonie spécifique de chaque son. Quatre points de fonctionnement ont été considérés : 810, 1050, 1800 et 2250 tr/min. Les courbes obtenues pour les régimes de 810 et 2250 tr/min sont illustrées en figure 5.4. Ci-dessous sont présentées les sonies spécifiques des bruits à 1050 et 1800 tr/min.

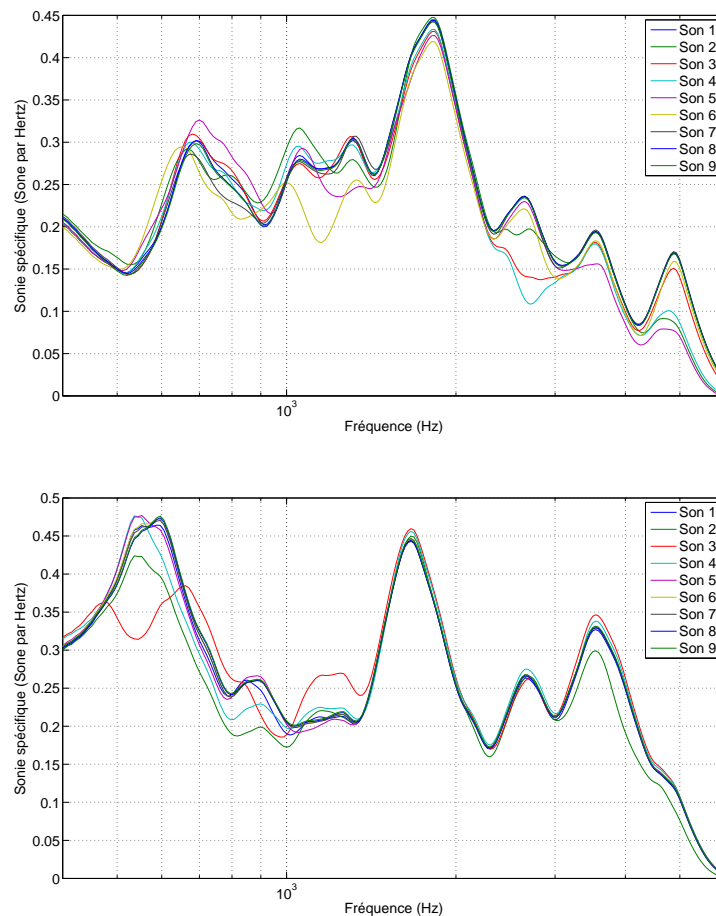


FIGURE 6.3 – Sonie spécifique selon la fréquence pour les bruits des tests de catégorisation à 1050 et 1800 tr/min.

Les observations de ces courbes confortent les résultats obtenus par les résultats de l'expérience perceptive. Il est aussi possible de constater que les courbes de sonie, à chaque régime, diffèrent essentiellement entre 500 et 1100 Hz. Cette bande de fréquence est juste-

ment celle où l'énergie de la pression cylindre domine. Ainsi une légère erreur d'estimation du spectrofiltre dans cette bande de fréquence devient une erreur décelable dans le bruit de combustion synthétisé.

Afin d'expliquer l'opposition marquée des résultats de deux groupes d'auditeurs à 2250 tr/min, deux distances de sonie ont été calculées. Les dendrogrammes obtenus à 2250 tr/min ont été exploités en figure 5.5. Ceux des autres régimes sont affichés ci-dessous.

Les résultats obtenus sont bien en accord avec ceux issus des analyses précédentes.

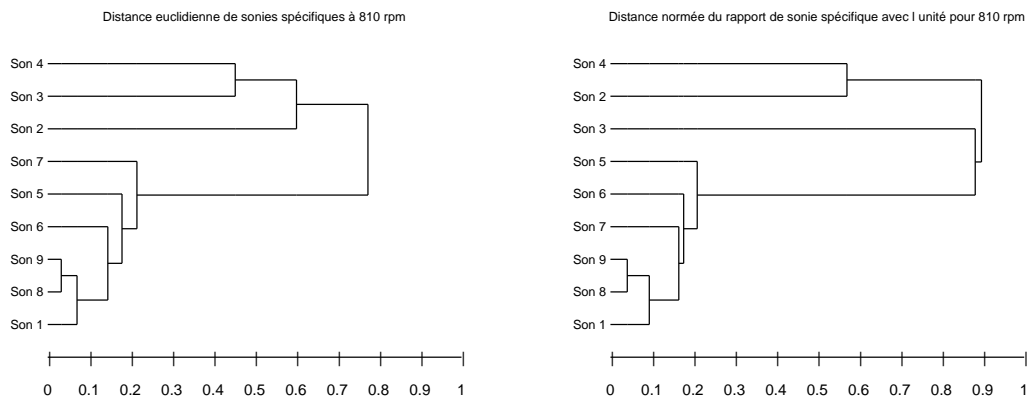


FIGURE 6.4 – Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 810 tr/min.

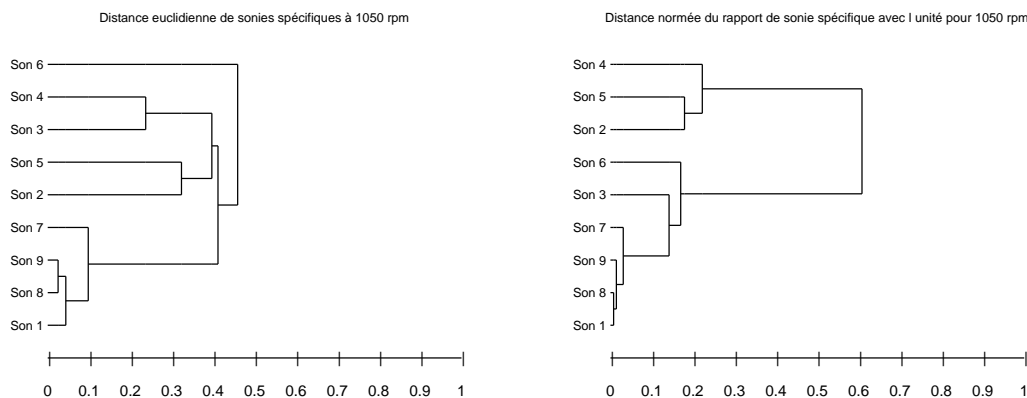


FIGURE 6.5 – Arbres d'agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l'unité (droite) de la sonie spécifique pour 1050 tr/min.

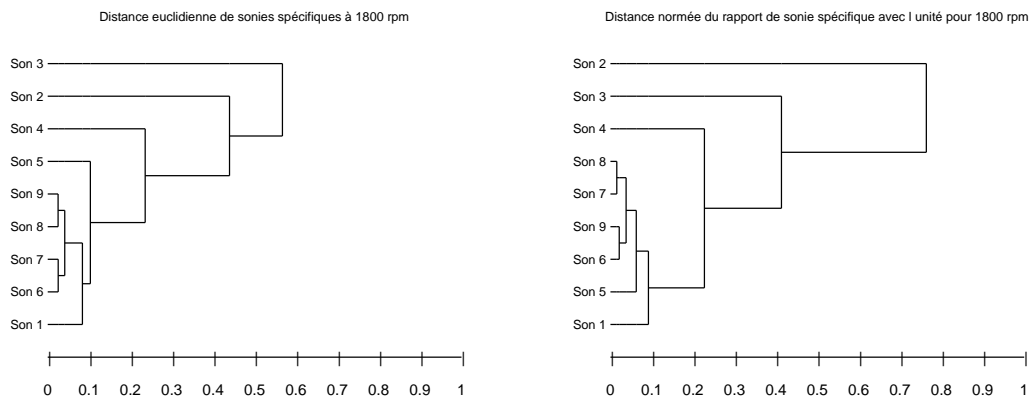


FIGURE 6.6 – Arbres d’agglomération pour la distance euclidienne (gauche) et selon l’unité (droite) de la sonie spécifique pour 1800 tr/min.

Bibliographie

- [AB98] R.J. Allemang and D.L. Brown. A unified matrix polynomial approach to modal identification. *Journal of Sound and Vibration*, 211(3) :301–322, 1998.
- [Ant09] J Antoni. Cyclostationarity by exemples. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23 :987 – 1036, 2009.
- [AT58] A.E.W Austen and Priede T. Origins of diesel engine noise. In *Institution of Mechanical Engineers*, London, October 24 1958.
- [Bad05] R. Badeau. *Méthodes à haute résolution pour l'estimation et le suivi de sinusoïdes modulées. Applications aux signaux numériques*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure des Télécommunications, 2005.
- [BMO12] P. Bukenya, P. Moyo, and C. Oosthuizen. Comparative study of operational modal analysis techniques using ambient vibration measurements of a concrete dam. In *Proceedings of ISMA2012-USD2012*, 2012.
- [BVAP07] F. Brandl, J. Veit, R. Arnt, and H-H. Priebisch. The application of a new software tool for separating engine combustion and mechanical noise excitation. Technical Report 07NVC-372, SAE International, 2007.
- [CCH75] J.Y. Chung, M.J. Crocker, and J.F. Hamilton. Measurement of frequency responses and the multiple coherence function of the noise-generation system of a diesel engine. *Journal of Acoustical Society of America*, 58(3) :635–642, 1975.
- [CF93] M. Chiollaz and B. Favre. Engine noise characterisation with wigner-ville time-frequency analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 7 (5) :375–400, 1993.
- [DGP82] J. Dixon, E.C. Grover, and T. Priede. Simulation of combustion induced noise in a non running engine structure by impulsive hydraulic excitation. Technical Report 820364, SAE Technical Paper Series, 1982.
- [EBD09] K. Ege, X. Boutillon, and B. David. High-resolution modal analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 325 :852–869, 2009.
- [EBDGS05] M. El Badaoui, J. Danière, F. Guillet, and C. Servièrè. Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine - part i : Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine by cyclic wiener filtering. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19 :1209–1217, 2005.
- [Ege09] K. Ege. *La table d'harmonie du piano - Etude modale en basses et moyennes fréquences*. PhD thesis, Ecole polytechnique ParisTech, 2009.
- [FH83] S. Furuhashi and K. Hirukawa. Piston slap motion and engine noise under low temperature idling operation of diesel engines. Technical Report 830066, SAE Technical Paper Series, 1983.
- [GC05] Z. Geng and J. Chen. Investigation into piston-slap-induced vibration for engine condition simulation and monitoring. *Journal of Sound and Vibration*, 282 :735–751, 2005.

- [HD04] A. Hastings and P. Davies. Sound quality of diesel engines. Technical Report report 3203-2, Purdue University, 2004.
- [HFS79] R. Hickling, D.A Feldmaier, and S.H Sung. Knock-induced cavity resonances in open chamber diesel engines. *JASA*, 65, 1979.
- [HGRS91] M. Hussain, J. Gölles, A. Ronacher, and H. Schiffbänker. Statistical evaluation of an annoyance index for engine noise recordings. Technical Report 911080, SAE Technical Paper Series, 1991.
- [HKUA99] I. Hirano, M. Kondo, Y. Uraki, and Y. Asahara. Using multiple regression analysis to estimate the contribution of engine-radiated noise components. *JSAE Review*, 20 :363 – 368, 1999.
- [HSTU81] Y. Hayashi, K. Sugihara, A. Toda, and Y. Ushijima. Analytical study on engine vibration transfer characteristics using single-shot combustion. Technical Report 810403, SAE Technical Paper Series, 1981.
- [KF88] O. Kuroda and Y. Fujii. An approach to improve engine sound quality. Technical Report 880083, SAE Technical Paper Series, 1988.
- [Koj89] N. Kojima. An evaluation of combustion noise generation in diesel engine structure. Technical Report 890126, SAE Technical Paper Series, 1989.
- [KOY90] H. Kanda, M. Okubo, and T. Yonezawa. Analysis of noise sources and their transfer paths in diesel engines. Technical Report 900014, SAE Technical Paper Series, 1990.
- [Lar07] J. Lardies. Synthèse des techniques d’analyse modale dans le domaine temporel. In *XVIIIème Congrès Français de Mécanique*. Grenoble, 27-31 Août 2007.
- [LB99] L. Lamotte and B. Beguet. Quantification of sound quality for engine in stationary and run-up conditions. Technical Report 1999-01-1815, SAE Technical Paper Series, 1999.
- [LBS09] M. Lee, J.S Bolton, and S. Suh. Estimation of the combustion-related noise transfer matrix of a multi-cylinder diesel engine. *Measurement Science and Technology*, 20(015106) :1–13, 2009.
- [LDP12] Q. Leclère, J. Drouet, and E. Parizet. Extraction and analysis of diesel engine combustion noise. In *Scientific Bulletin Automotive series*, volume 1, pages p. 38–43. University of Pitesti, 2012.
- [Lec03] Q. Leclère. *Etude et développement de la mesure indirecte d’efforts. Application à l’identification des sources internes du moteur*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2003.
- [LGB⁺01] W. Li, F. Gu, A.D. Ball, A.Y.T. Leung, and C.E. Phipps. A study of the noise from diesel engines using the independent component analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 15(6) :1165–1184, 2001.
- [LGT80] N. Lalor, E.C. Grover, and Priede T. Engine noise due to mechanical impacts at pistons and bearings. Technical Report 800402, SAE Technical Paper Series, 1980.
- [LLP⁺07] B. Laulagnet, Q. Leclère, F. Pichot, R. Tilagone, and G. Sabatie. Pre-connaissances : Préparation et contribution à l’identification des sources acoustiques moteur caractérisation et simulation. Technical Report AF000141/RAP/001/A, ADEME pour le PREDIT - Groupe Opérationnel G08 - Véhicules Propres et Economiques, 2007.
- [LPLG06] Q. Leclère, L. Polac, B. Laulagnet, and J-L Guyader. Vibro-acoustique des moteurs d’automobile. *Techniques de l’ingénieur*, BM 2-773, 2006.

- [LPP10] Q. Leclère, L. Pruvost, and E. Parizet. Angular and temporal determinism of rotatoring machine signals : the diesel engine case. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(7) :2012 – 2020, 2010.
- [MAL96] T. McKelvey, H. Akçay, and L. Ljung. Subspace-based multivariable system identification from frequency response data. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 41(7) :960–979, 1996.
- [MG96] B.C.J. Moore and B.R. Glasberg. A revision of zwicker’s loudness model. *Austica - Acta Acustica*, 82 :335–345, 1996.
- [MKS76] T. Murayama, N. Kojima, and Y. Satomi. A simulation of diesel engine combustion noise. Technical Report 760552, SAE Technical Paper Series, 1976.
- [MS01] N.M.M. Maia and J.M.M. Silva. Modal analysis identification techniques. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London A*, 359 :29–40, 2001.
- [NJSJ11] A. Nykänen, R. Johnsson, A. Sirkka, and Ö Johansson. Assessment of the change in similarity judgements of auralized engine sounds caused by changes in frequency resolution of transfer functions. *Applied Acoustics*, 72 :115–123, 2011.
- [NPS00] V Nosulenko, E. Parizet, and E. Samoylenko. Différences individuelles de perception de bruits de véhicules à moteur diesel. *Revue française du marketing*, 179/180 - 2000/4-5 :157 – 165, 2000.
- [PDR01] B. Peeters and G. De Roeck. Stochastic system identification for operational modal analysis : a review. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 123 :659–667, 2001.
- [PFPP02] C. Patsouras, H. Fastl, D. Patsouras, and K. Pfaffelhuber. How far is the sound quality of a diesel powered car away from that of a gasoline powered one? In *Forum Acusticum Sevilla*, 2002.
- [PLP09] L. Pruvost, Q. Leclère, and E. Parizet. Diesel engine combustion and mechanical noise separation using an improved spectrofilter. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23 (7) :2072–2087, 2009.
- [Pri80] T. Priede. In search of origins of engine noise - an historical review. Technical Report 800534, Technical Paper Series, 1980.
- [Pru09] L. Pruvost. *Extraction du bruit de combustion d’un moteur Diesel. Développement et application d’un spectrofiltre*. PhD thesis, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, 2009.
- [Rei87] T.E. Reinhart. An evaluation of the lucas combustion noise meter on cummins ’b’ series engines. *SAE transactions*, 96 (2) :1532–1538, 1987.
- [Ren05] C. Renard. *Atténuation de structure et bruit de combustion. Contribution à l’expertise NVH sur les moteurs Diesel*. PhD thesis, Université du Maine, 2005.
- [Rus73] M.F. Russell. Automotive diesel engine noise and its control. Technical Report 730243, SAE Technical Paper Series, 1973.
- [Rus82] M.F. Russel. Diesel engine noise : control at source. Technical Report 820238, SAE Technical Paper Series, 1982.
- [RWY87] M.F. Russel, S.A Worley, and C.D Young. Towards an objective estimate of the subjective reaction to diesel engine noise. Technical Report 870958, SAE Technical Paper Series, 1987.

- [SBT91] H. Schiffbänker, F. K. Brandl, and G.E. Thien. Development and application of an evaluation technique to assess the subjective character of engine noise. Technical Report 911081, SAE Technical Paper Series, 1991.
- [SH78] A.F. Seybert and J.F. Hamilton. Time delay bias errors in estimating frequency response and coherence functions. *Journal of Sound and Vibration*, 60(1) :1–9, 1978.
- [SLB⁺12] O. Sauvage, A. Laurac, M.C. Bezat, V. Roussarie, and P. Guillemain. Diesel knock noise from combustion phenomenon to perceived signals. In *Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference*, pages 1033–1038, 2012.
- [SLEB05] C. Servière, J-L. Lacoume, and M. El Badaoui. Separation of combustion noise and piston-slap in diesel engine - part ii : Separation of combustion noise and piston-slap using blind source separation methods. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19 :1218 – 1229, 2005.
- [SM99] N. Sato and Y. Miura. Study on exterior idling sound quality evaluation method for diesel engine trucks. Technical Report 1999-01-1739, SAE Technical Paper Series, 1999.
- [SPD90] P.W. Schaberg, T. Priede, and R.K. Dutkiewicz. Effects of a rapid pressure rise on engine vibration and noise. Technical Report 900013, SAE Technical Paper Series, 1990.
- [Swo84] B. Swoboda. *Mécanique des moteurs alternatifs*. Publications de l’Institut Français du Pétrole, 1984.
- [TC82] V.C.T Tung and M. J. Crocker. Diesel engine noise and relationship to cylinder pressure. Technical Report 820237, SAE Technical Paper Series, 1982.
- [TE84] M.W. Trethewey and H.A Evensen. Time-delay bias errors in estimating frequency response and coherence functions from windowed samples of continuous and transient signals. *Journal of Sound and Vibration*, 97(4) :531–450, 1984.
- [TMB⁺00] F.V. Tinaut, A. Melgar, Giménez B., L. Fernández, and H. Huidobro. A method to determine the two components of the crankshaft load on a bearing cap in firing engines. Technical Report 2000-01-1340, SAE Technical Paper Series, 2000.
- [UON02] S. Usuda, M. Otsuka, and M. Nagata. Noise and vibration reduction of newly developed 3.0l direct injection diesel engine. *JSAE Review*, 23 :285 – 289, 2002.
- [Zhe07] I. Zhekova. *Analyse temps-fréquence et synthèse granulaire des bruits de moteur diesel au ralenti : Application pour étude perceptive dans le contexte des scènes auditives*. PhD thesis, Université de la Méditerranée Aix-Marseille II, PSA Peugeot Citroën, 2007.

FOLIO ADMINISTRATIF

THESE SOUTENUE DEVANT L'INSTITUT NATIONAL DES SCIENCES APPLIQUEES DE LYON

NOM : DROUET (avec précision du nom de jeune fille, le cas échéant)	DATE de SOUTENANCE :
Prénoms : Julie, Clotilde, Thérèse	
TITRE : Séparation des sources de bruit des moteurs Diesel : Application en hiérarchisation de source, qualité sonore et diagnostic.	
NATURE : Doctorat	Numéro d'ordre : 05 ISAL
Ecole doctorale : MEGA	
Spécialité : Acoustique	
Cote B.I.U. - Lyon : T 50/210/19 /	et bis CLASSE :
RESUME : <p>Le spectrofiltre est un filtre de Wiener utilisé pour isoler le bruit de combustion. Ce filtre nécessite un traitement important des données et est déterminé pour chaque point de fonctionnement. Il est donc difficile de mener des études perceptives sur le bruit de combustion obtenu selon plusieurs réglages moteur. Afin de pallier à cet inconvénient, cette thèse a pour objectif de définir un filtre commun qui puisse synthétiser un bruit de combustion en tout point de fonctionnement. Pour cela, une étude perceptive a montré que la substitution du spectrofiltre conventionnel par un autre filtre de Wiener permet la synthèse d'un bruit de combustion. L'utilisation d'un spectrofiltre commun est donc possible. L'analyse modale expérimentale permet d'estimer le filtre de Wiener à partir de données caractéristiques de la structure du moteur. Après analyse sur un signal synthétique, la méthode ESPRIT apparait la plus appropriée, mais nécessite quelques optimisations pour être adaptée aux particularités des spectrofiltres. Les filtres de Wiener de plusieurs régimes sont estimés selon différentes conditions d'estimation, définies par le critère ESTER. Une évolution fictive de l'amortissement selon le régime moteur est observée, et rattachée au fenêtrage temporel effectué dans le calcul du spectrofiltre. Une expérience perceptive est ensuite menée pour identifier si le critère ESTER permet d'estimer des filtres assez précis pour synthétiser des bruits de combustion similaires aux bruits de combustion conventionnels. Les résultats amènent à concevoir le spectrofiltre obtenu au ralenti comme un bon filtre commun, tant d'un point de vue physique que perceptif.</p> <p>Sound sources separation of diesel engines noise : Application to source hierarchization, sound quality and diagnosis.</p> <p>The spectrofilter is a Wiener filter used to extract combustion noise. This filter requires an important data processing and is determined in all operating conditions. Thus it is difficult to carry out perceptual studies on combustion noise from various motor adjustments. To overcome this drawback, this PhD thesis aims to define a common filter which can synthesize a combustion noise in all operating conditions. For this, a perceptual study showed that the substitution of the conventional spectrofilter by another Wiener filter allows the synthesis of a combustion noise. The use of a common spectrofilter is thus possible. The experimental modal analysis allows to estimate the Wiener filter form characteristic data of the engine structure. After studying on a synthetic signal, the ESPRIT method seems to be the most appropriate, but requires some optimizations to be adapted to spectrofilter peculiarities. The Wiener filters of several engine speeds are estimated in different estimating conditions, defined by the ESTER criterion. A fictitious evolution of damping with the engine speed is observed and linked to the temporal windowing applied on the spectrofilter computation. A perceptual experience is then carried out to identify if the ESTER criterion allows to estimate accurately filters to synthesize combustion noises similar to conventional combustion noises. The results lead to conceive the spectrofilter obtained in idling condition as a good common filter, as in a physical point of view that perception.</p>	
MOTS-CLES : moteur Diesel, filtre de Wiener, analyse modale expérimentale, perception sonore	
Laboratoire (s) de recherche : Laboratoires Vibrations Acoustique	
Directeur de thèse: Etienne Parizet, Quentin Leclère	
Président de jury :	
Composition du jury :	