



Modèle acoustique global et synthèse sonore du bruit d'un véhicule : application aux véhicules ferroviaires

Estelle Bongini

► To cite this version:

Estelle Bongini. Modèle acoustique global et synthèse sonore du bruit d'un véhicule : application aux véhicules ferroviaires. Acoustique [physics.class-ph]. Université de Provence - Aix-Marseille I, 2008. Français. NNT : . tel-00473940

HAL Id: tel-00473940

<https://theses.hal.science/tel-00473940>

Submitted on 16 Apr 2010

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.

UNIVERSITÉ DE PROVENCE

Thèse présentée par

Estelle BONGINI

pour obtenir le grade de

DOCTEUR de l'Université de Provence

en Mécanique Energétique

Spécialité : Acoustique

**Modèle acoustique global et synthèse
sonore du bruit d'un véhicule :
application aux véhicules ferroviaires**

Soutenue publiquement le : 4 juillet 2008

Devant un jury composé de :

E. DANIEL	Président du jury
J. FARM	Examineur
Y. GRENIER	Rapporteur
D. HABAUT	Directrice de thèse
J.C. PASCAL	Rapporteur
F. POISSON	Examineur
D. THOMPSON	Examineur

Thèse préparée au sein du
Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique
CNRS

Résumé

Du point de vue acoustique, un train est un ensemble de sources de bruit. Lorsqu'il s'agit de réduire son bruit au passage, une des options possibles est d'agir directement sur ces sources. S'il est possible de prévoir numériquement ou à l'aide de modèles physiques les émissions de nouvelles configurations de sources, l'impact des réductions ainsi obtenues sur le bruit global au passage n'est, en général, pas connu. C'est pour prévoir cet impact qu'un logiciel de simulation du bruit au passage a été développé : VAMPPASS. Celui-ci permet de calculer les indicateurs acoustiques standards du bruit de passage et crée les échantillons sonores correspondant. Cette thèse s'est articulée autour de la méthode de synthèse implémentée dans le logiciel, ainsi que sur le modèle de sources qui va l'alimenter et sur la caractérisation de ces sources dites équivalentes à partir de données expérimentales ou numériques. Le premier chapitre brosse un état de l'art des modèles physiques des sources typiques présentes sur un train, des méthodes de synthèse qui ont été employées jusqu'alors et des méthodes de caractérisation existantes du bruit global et des niveaux de sources. Le deuxième chapitre est consacré à la réalisation de VAMPPASS : la méthode de synthèse employée, son adaptation au contexte et les contraintes en terme de données d'entrée. Dans le troisième chapitre, la caractérisation expérimentale des sources équivalentes des auxiliaires de traction est détaillée. La caractérisation du bruit de roulement, source prépondérante, fait l'objet du quatrième chapitre. Enfin, le dernier chapitre présente les études menées pour valider notre outil et un exemple d'utilisation de celui-ci.

Abstract

Train pass-by noise reduction can be reached by acting directly on acoustic sources which composed the train. Most of time, reductions brought by these modified sources can be numerically estimated whereas their impact on global pass-by noise stays unknown. The software VAMPPASS is built to predict this impact. This study deals with synthesis method implemented in VAMPPASS and acoustic source model used to run out simulations. Equivalent sources are characterized either by numerical estimation or by experimental determination. In the first chapter, a state of the art is exposed, dealing with typical train sources radiation, synthesis methods and measurement protocols often used in railway field. The second chapter is dedicated to the development of VAMPPASS : the synthesis method implementation based on time-frequency representation of pass-by, globally inversed by an Inverse Short Time Fourier Transform and the constraints concerning inputs (source model and pass-by scenario). The third chapter deals with equivalent sources characterization concerning traction auxiliaries radiation. New measurement methods are proposed. The fourth chapter is entirely dedicated to rolling noise definition as it is the predominant source. A comparison between TWINS results (the reference software for rolling noise computation) and experimental data is leaded. In the fifth and last chapter, validation studies of VAMPPASS are presented (based on acoustic indicators comparisons and listening tests campaign). An example of study based on VAMPPASS calculations is finally exposed.

Remerciements

En premier lieu, je tiens à remercier ma directrice de thèse, Madame Dominique Habault, pour ses conseils, son regard critique, son écoute et ses encouragements, même à 900km de distance.

Un grand merci à Franck Poisson, qui a largement dépassé son rôle d’encadrant industriel par ses idées toujours innovantes, sa faculté à transmettre ses compétences et son savoir, sa disponibilité, son optimisme et sa patience.

J’ai eu la chance de collaborer pendant cette thèse avec Stéphane Molla, dont les multiples compétences et le calme ont fait souffler un grand vent de sérénité sur la création de VAMPPASS.

Je tiens aussi à remercier M. P.E. Gautier de m’avoir permis de réaliser ce travail et de m’avoir fait confiance pendant ces trois ans, en tant que réelle participante du projet européen SILENCE. Merci à Ph. Renard, A. Le Guellec et J.J. Thomas de m’avoir accueilli au sein de l’équipe Physique du Système Ferroviaire, à la Direction de l’Innovation et de la Recherche de la SNCF.

J’exprime toute ma gratitude aux membres de mon jury : les deux rapporteurs, M. Y. Grenier et M. J.C. Pascal pour la lecture attentive et le regard critique qu’ils ont porté sur mon travail ; M. E. Daniel pour avoir accepté de présider mon jury.

Last but not least, I would like to thank Mr. J. Färm for the attention he paid to my work and Mr. D.J. Thompson for all the instructive and interesting discussions we had during these three years of my PhD, including the one we had during my oral defence.

Ces trois années ont été riches en rencontres et discussions. J’ai été très heureuse de les partager avec les membres de l’équipe PSF et plus globalement de la DIR de la SNCF. Merci à Florence pour son écoute et ses conseils avisés en particulier lors de mon “stage” TWINS ; à Christine pour sa bonne humeur et sa subtilité ; à Xavier pour son écoute et la pertinence de ses questions ; à Gilles pour sa faculté à relativiser et son sens de l’humour parfois déroutant ; à Béa pour sa bienveillance. Merci à tous de m’avoir encourager pendant ces trois ans : les anciens thésards Julien et Jean-Pierre ; les nouveaux thésards Virginie, Nouredine, Sönke ; les partenaires de café et les autres : Nicolas, Elisa, Jérôme C., Stephanie, Aurélie, Jean-Loïc et tous les stagiaires

et prestataires dont j'ai croisé le chemin.

Je tiens une nouvelle fois à féliciter Cédric Herviou pour la qualité de son travail, son autonomie et son enthousiasme.

Toutes les personnes ayant réalisé des essais, qui plus est sur un train, savent ce que je dois aux personnes de l'AEF (Agence d'Essai Ferroviaire). Merci à eux pour leur disponibilité et pour leurs compétences (et elles sont nombreuses). Je te tiens à remercier en particulier Cyril Mellet, pour son enthousiasme et l'intérêt qu'il a porté à mon travail.

Mes séjours marseillais m'ont permis d'intégrer l'équipe SACADS du LMA (Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique) dont l'accueil chaleureux et la bonne humeur collective ont grandement facilité mon intégration (merci à Manue pour sa gentillesse et sa disponibilité). Merci à P.O. Mattéi pour ses conseils avisés. Mes mesures sur modèle réduit n'auraient jamais pu être réalisées sans l'aide précieuse de C. Pinhède et Ph. Herzog.

Le cadre particulier de ma thèse, le projet européen SILENCE, m'a donné l'occasion de travailler avec des personnes passionnées et passionnantes. Je n'oublierai pas de sitôt mes nuits de mesure sur le pont de Neuilly ou sur la voie entre Berlin et Hanovre, ainsi que mes compagnons d'aventure.

Ses trois années m'ont aussi permis de côtoyer des personnes pas tout à fait comme les autres : un grand bravo à Aude pour avoir tenu trois ans dans le même bureau que moi et mon caractère. Personnellement, j'en garde une multitude de souvenirs impérissables (le bureau est bien calme sans tes prouesses vocales). J'ai une pensée particulière pour Eva, qui a toute mon admiration pour ce qu'elle a accompli ; pour Loretta, et la belle énergie qu'elle rayonne ; et pour Gaëlle avec qui les discussions et les voyages ont été, sont et seront de belles aventures.

Enfin, pendant ses trois années, j'ai profité du soutien indéfectible de mes amis et de ma famille. Merci à Elo, Rem, Milouz, Hélène, Flo, et tous les autres pour avoir été présents et patients. Un immense merci à mes parents, mes frères et mes soeurs dont la confiance et l'écoute ont grandement facilité les choses.

Table des matières

Introduction	9
1 Etat de l'art	13
1.1 Sources de bruit ferroviaires	14
1.1.1 Le bruit d'un véhicule ferroviaire	15
1.1.2 Le bruit de roulement	16
1.1.3 Le bruit des auxiliaires de traction	25
1.1.4 Bilan sur l'état de l'art des sources ferroviaires	44
1.2 Méthodes de caractérisation expérimentales des sources de bruit dans le domaine ferroviaire	45
1.2.1 Méthodes de caractérisation à poste fixe	45
1.2.2 Méthodes de caractérisation pour un train en mouvement	46
1.3 Méthodes de synthèse - Outils de synthèse	52
1.3.1 Outils développés à la SNCF	52
1.4 Bilan	57
2 Conception de l'outil de synthèse VAMPPASS	59
2.1 Objectifs de l'outil de synthèse et modèle de source	60
2.1.1 Modèle de sources équivalentes	60
2.2 Méthode de synthèse	61
2.2.1 Méthode additive - Vocodeur de phase	61
2.2.2 Application à l'outil VAMPPASS	63
2.3 Entrées du logiciel	72
2.3.1 Sources acoustiques	72
2.3.2 Scénario de passage - Loi d'évolution des sources	72
2.4 Bilan	73
3 Caractérisation des sources	75
3.1 Introduction	76

3.2	Description des mesures	78
3.2.1	Mesures au passage par deux microphones - Campagne A	79
3.2.2	Mesures d'antenne 2D au passage - Campagne B	80
3.2.3	Mesures par une antenne verticale de microphones à faibles vitesses - Campagne C	80
3.3	Contenu spectral - Séparation des contributions tonales et large bande	82
3.3.1	Contenu spectral	82
3.3.2	Séparation des contributions tonales et large bande	88
3.4	Caractérisation des composantes tonales	90
3.4.1	Introduction	90
3.4.2	Identification à des sources typiques	92
3.4.3	Avec une voie de mesure - une hauteur de microphones	94
3.4.4	Diffraction du rayonnement par l'environnement de la source	100
3.4.5	Avec un réseau de microphones	120
3.5	Caractérisation du bruit large bande	123
3.5.1	Localisation, niveau et contenu spectral	123
3.5.2	Mesures dédiées à la séparation des contributions large bande - Campagne D	126
3.6	Bilan	135
4	Le bruit de roulement	139
4.1	Caractérisations expérimentales	140
4.1.1	Mesurer le bruit de roulement	140
4.1.2	Mesurer les paramètres qui pilotent le bruit de roulement	142
4.2	Utilisation du logiciel TWINS	145
4.2.1	Principes du logiciel TWINS	145
4.2.2	Modèles de la dynamique des sous-structures roue-rail- traverses	146
4.2.3	Interaction roue/rail - Modèle de contact	149
4.2.4	Modèles de rayonnement des sous-structures	151
4.2.5	Validation de TWINS	152
4.2.6	Obtention des paramètres d'entrée de TWINS	156
4.2.7	Caractérisation expérimentale du bruit de roulement à 80km/h	159
4.2.8	Comparaison mesures / simulations TWINS - Etude paramétrique	161

4.2.9	Caractérisation du bruit de roulement à 30km/h	165
4.3	Bilan	166
5	Validation et exemple d'utilisation de VAMPPASS	169
5.1	Validation des indicateurs classiques	170
5.2	Validation perceptive	173
5.3	Exemple d'utilisation du logiciel	178
	Conclusion et perspectives	189
	Bibliographie	192
A	Description des sources de bruit sur un AGC Bombardier	199
B	Formalisme des harmoniques sphériques	201
B.1	Rappels sur les fonctions de Bessel, Neumann, Hankel et Legendre	202
B.1.1	Fonctions de Bessel, Neumann et Hankel	202
B.1.2	Fonctions de Legendre	203
C	Méthodes de minimisation	205
C.1	Méthode du simplex de Nelder Mead	205
C.2	Méthode de descente du gradient	206
D	Indicateurs acoustiques	209
D.1	$L_{peq,Tp}$ ou $L_{pAeq,Tp}$	209
D.2	SEL et TEL	210
D.3	$L(A)_{max}$	210
D.4	LdB et LdB(A)	210
D.5	Signature du passage	211
E	B-Format	213
E.1	microphone ambisonic et B-Format	214
F	Outils de la validation perceptive	215
F.1	Tests de dissemblance	215
F.2	Analyse multidimensionnelle	215
F.2.1	Création d'une distance	216
F.2.2	Facteur de stress	216
F.2.3	Construction de l'espace multidimensionnel	217
F.3	Analyse en composante principale	217

G Echantillons sonores - CD de démonstration	219
--	-----

Introduction

La réduction du bruit des véhicules routiers et ferroviaires en milieu urbain est un enjeu particulièrement important, pour des raisons de confort des riverains mais aussi de santé publique. Une normalisation européenne existe limitant les niveaux d'émission maximum pour le passage d'un véhicule et les niveaux dans le voisinage des infrastructures pour des périodes de circulation établies. D'une part, une directive européenne limite l'exposition des riverains au bruit des infrastructures de transport et d'autre part, pour le bruit ferroviaire, des STI (spécifications techniques d'interopérabilité) ont été établies pour limiter le bruit émis à la source. Dans ce contexte, le projet européen SILENCE, issu du 6^{eme} PCRD (Projet Cadre de Recherche et Développement), a pour objectif de proposer des solutions de réduction à la source. Pour le cas ferroviaire, l'objectif est une réduction du bruit de passage de 10dB. Plusieurs constructeurs et plusieurs exploitants de réseaux ont décidé de collaborer pour réduire le bruit émis par un train de type TER (Train Express Regional) en optimisant acoustiquement les sources de bruit qui le composent. Il s'agit de développer des solutions de réduction et de déterminer la/les combinaisons optimales de ces nouvelles configurations de sources c'est-à-dire celle pour laquelle le bruit au passage est minimum.

Relativement aux pistes proposées par les constructeurs, il est possible d'évaluer, par une approche analytique ou numérique, la diminution du champ de pression que ces modifications vont apporter. Si l'on peut précisément évaluer la réduction acoustique apportée à chaque source sans en arriver à la réalisation d'un prototype, l'impact de cette modification sur le bruit global au passage du véhicule n'est lui pas facile à estimer.

Pour évaluer cet impact dans des phases amont de conception, il faut disposer d'un logiciel qui permet de calculer rapidement des niveaux de bruit au passage et de produire l'échantillon sonore correspondant, à partir d'un nombre réduit de sources équivalentes définissant le train. Ces sources équivalentes doivent être facilement modifiées en fonction des aménagements effectués sur les

sources réelles. Le choix de la méthode de synthèse implémentée dans ce logiciel appelé VAMPPASS et la caractérisation des données qui vont l'alimenter sont l'objet de cette thèse.

Dans VAMPPASS, le train est considéré comme un ensemble de sources acoustiques équivalentes. Les sources physiques qu'elles représentent peuvent être classées en trois groupes : le roulement, les sources aéroacoustiques, les auxiliaires de traction.

Dans le cadre du projet SILENCE, la caractérisation des sources équivalentes se fait pour des vitesses réduites, correspondant à un trafic urbain. Rarement le bruit au passage d'un train a été étudié pour de telles vitesses, très peu de données sont disponibles. Les mesures effectuées sont réalisées en condition d'exploitation : elles ne sont pas toujours reproductibles et informent partiellement sur le rayonnement des différentes sources, d'autant plus que la disposition des sources sur le train complique leur exploitation (les sources sont proches les unes des autres et peuvent présenter des spectres assez similaires). Il est alors nécessaire de compléter les données expérimentales par des données issues de modèles analytiques, de modèles numériques ou de mesures plus académiques, en chambre anéchoïque sur une maquette simplifiée de motrice par exemple. L'ensemble de ces informations se complètent pour construire les sources équivalentes.

L'état de l'art se divise en trois parties : des modèles physiques des sources acoustiques présentes sur un train y sont réunis (roulement et sources typiques pour les auxiliaires de traction); on s'intéresse ensuite aux méthodes de synthèse afin de déterminer quelle va être la méthode la plus adaptée à nos contraintes; la dernière partie est consacrée aux outils de mesure que ce soit du bruit global du passage ou des sources composant le train.

La méthode de synthèse implémentée est présentée dans le chapitre 2. Elle repose sur la construction d'un plan temps-fréquence du passage regroupant toutes les informations d'évolution des niveaux et des contenus spectraux. Le plan du passage est alors transformé en signal temporel à l'aide d'une transformée de Fourier Inverse Court Terme. La dimension temporelle est inhérente à la notion de passage et va aussi permettre de faire évoluer les sources au cours de ce passage (évolution du régime moteur au cours du

temps, par exemple).

Les sources physiques sont représentées par des sources équivalentes ponctuelles. Certaines font l'objet de modèles permettant de calculer leurs contributions. Pour les autres, en particulier pour les auxiliaires de traction, des campagnes de mesures et des méthodes dédiées ont été développées. Le traitement de ces mesures fournit les niveaux et contenus spectraux mais aussi les directivités des sources équivalentes. Ces études sont détaillées dans le chapitre 3.

Le bruit de roulement fait l'objet d'un chapitre à part entière. C'est la source dominante pour la majorité des vitesses de circulation. Le chapitre s'articule autour de la comparaison des résultats du logiciel TWINS, logiciel de référence pour le calcul du bruit de roulement, et des mesures en bord de voie.

Le dernier chapitre est consacré à VAMPPASS : sa validation et un exemple d'utilisation sont présentés. Une fois la méthode de synthèse implémentée dans VAMPPASS et les sources caractérisées, deux études permettent de valider le logiciel dans le cadre de sa future utilisation : pour le calcul des indicateurs acoustiques classiquement utilisés dans le domaine ferroviaire et pour la création d'échantillons sonores avec lesquels seront menées des études de perception. La dernière partie expose un exemple d'utilisation du logiciel : une étude paramétrique permettant d'évaluer l'impact sur le bruit au passage de différentes optimisations de sources.

Chapitre 1

Etat de l'art

Sommaire

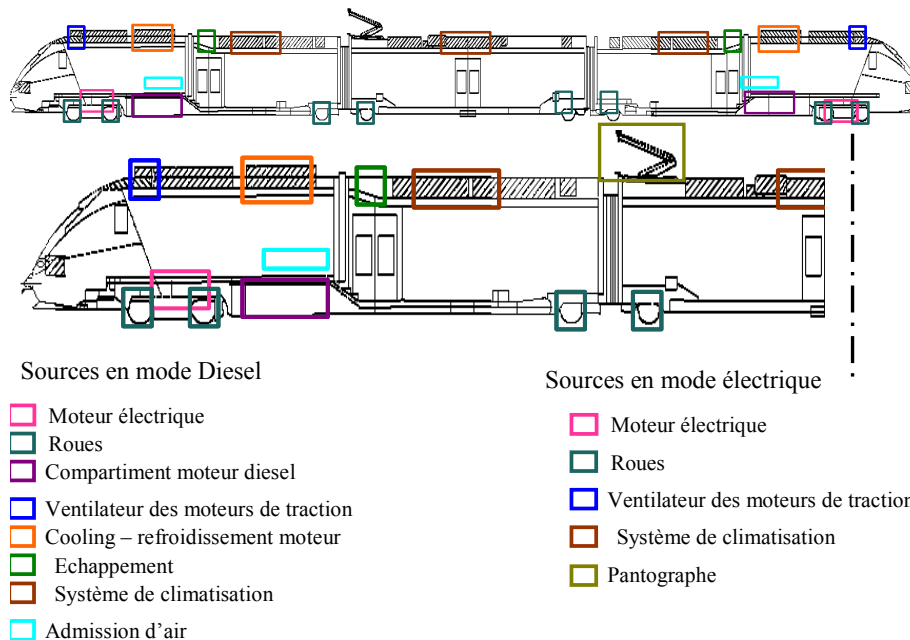
1.1	Sources de bruit ferroviaires	14
1.1.1	Le bruit d'un véhicule ferroviaire	15
1.1.2	Le bruit de roulement	16
1.1.3	Le bruit des auxiliaires de traction	25
1.1.4	Bilan sur l'état de l'art des sources ferroviaires . . .	44
1.2	Méthodes de caractérisation expérimentales des sources de bruit dans le domaine ferroviaire . . .	45
1.2.1	Méthodes de caractérisation à poste fixe	45
1.2.2	Méthodes de caractérisation pour un train en mouvement	46
1.3	Méthodes de synthèse - Outils de synthèse	52
1.3.1	Outils développés à la SNCF	52
1.4	Bilan	57

1.1 Sources de bruit ferroviaires

Le bruit émis par le passage d'un train est composé d'un ensemble de sources, dont les contributions relatives dépendent du mode de traction et de la vitesse de passage. Dans le paragraphe 1.1.1, les différentes sources composant un train sont listées. Les paragraphes suivants, 1.1.2 et 1.1.3, sont consacrés aux modèles physiques permettant d'appréhender les rayonnements des sources principales à vitesse urbaine, c'est-à-dire le roulement et les auxiliaires de traction.



(a) Photographie de l'AGC Bombardier



(b) Sources de bruit sur l'AGC

FIG. 1.1 – AGC Bombardier, train régional à double motorisation : diesel ou électrique

1.1.1 Le bruit d'un véhicule ferroviaire

En milieu extérieur, le bruit d'un train est composé d'un certain nombre de sources acoustiques pouvant être regroupées en fonction des phénomènes physiques qui sont à leur origine. Ainsi, on décompte sur un matériel tel qu'un train régional AGC (Autorail Grande Capacité) présenté sur la figure 1.1, pouvant fonctionner en mode de traction diesel ou électrique (le train qui nous servira de support dans toute cette étude) quatre groupes de sources de bruit :

- le roulement, source dominante dès 30km/h pour les trains à traction diesel et en deçà pour les trains à traction électrique. Sa contribution s'étend sur l'ensemble du spectre (de 100Hz à 8000Hz) ;
- les auxiliaires de traction (groupe électrogène, moteur diesel et son échappement, moteur électrique, groupes de ventilation, convertisseur électrique ou encore groupe de climatisation). Les contributions de ces sources sont en général importantes pour de faibles vitesses de circulation (en dessous de 50km/h), et caractérisées par de forts niveaux dans les basses fréquences (en-dessous de 1000Hz) ;
- les sources aérodynamiques dues à la perturbation des écoulements dans des zones localisées comme la zone des bogies (au niveau des roues et de leur carénage), la zone du pantographe ou les persiennes de prise d'air sur les motrices. La contribution de ces sources devient significative pour des vitesses de circulation élevées (au-delà de 200km/h) ; elle est équivalente en terme de puissance rayonnée à celle du roulement pour des vitesses autour de 350km/h, cf [Talotte et al., 2003]. Etant données les vitesses de circulation en jeu dans notre étude (nous sommes dans le cadre de circulations urbaines, soit entre 0 et 100km/h), les sources aérodynamiques ne sont pas caractéristiques et leur étude ne sera pas menée plus avant ;
- le dernier groupe de sources englobe toutes les sources temporellement émergentes : elles sont susceptibles d'apparaître durant le passage mais ne sont pas inhérentes au fonctionnement du train. Il s'agit par exemple du bruit de crissement au freinage ou du bruit de crissement en courbe. Leurs contributions sont en général caractérisées par de très forts niveaux acoustiques (pouvant atteindre 120dB(A)) portés par quelques fréquences.

1.1.2 Le bruit de roulement

Le bruit de roulement est généré par les vibrations puis le rayonnement acoustique du matériel roulant et de la voie provoqués par une excitation issue du contact roue - rail. Le phénomène excitateur est le déplacement imposé à la roue et au rail par les défauts de surface présents sur les bandes de roulement (roues et rail) et que l'on appelle rugosité (défauts de quelques microns d'amplitude et de quelques centimètres de longueur d'onde).

La puissance acoustique rayonnée dans l'environnement est alors la somme des contributions issues de chaque composant émissif, à savoir :

- Les roues du véhicule ;
- Le rail et les traverses pour la voie.

Le bruit lié aux vibrations de la superstructure du matériel roulant a une influence négligeable sur le bruit global émis, [Hemsworth et al., 2000]. La puissance acoustique totale W_{totale} est donc donnée par la relation :

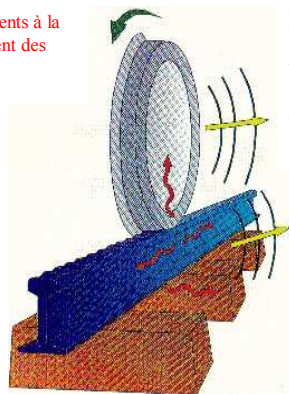
$$W_{totale} = W_{roue} + W_{rail} + W_{traverse}$$

W_i étant la puissance acoustique du composant i .

La génération du bruit de roulement est ainsi directement liée aux mécanismes

Des défauts microscopiques, présents à la surface de la roue et du rail, génèrent des vibrations lors du contact roue/rail.

Des ondes de flexion sont engendrées dans le rail qui rayonne à son tour. Sa contribution principale se situe autour de 1000 Hz.



La roue résonne suivant des fréquences bien déterminées à partir de 1600 Hz. Ces vibrations entraînent un rayonnement acoustique, qui devient prépondérant entre 2000 et 4000 Hz

Les traverses rayonnent principalement dans les basses fréquences (jusqu'à 400Hz). La vibration est transmise par l'intermédiaire des semelles en caoutchouc qui lient les traverses au rail.

FIG. 1.2 – schéma de génération du bruit de roulement, issu de [Thompson et Jones, 2000]

d'excitation des surfaces de roulement par la rugosité relative de ces surfaces.

Le système roue/voie est divisé en trois composants :

- La voie, composée du rail, des traverses et du ballast ;
- l’essieu ;
- la zone de contact qui prend en compte les effets de déformation élastique locale ainsi que les glissements relatifs rail/roue.

Il convient de connaître les admittances respectives de ces trois composants au point de contact et les réponses vibratoires de la voie et de l’essieu.

La chaîne des principaux phénomènes physiques produisant le bruit de roulement peut se décrire par le simple schéma suivant :

Interaction voie/matériel au point de contact roue/rail

⇓

Réponse vibratoire de la voie et de l’essieu

⇓

Rayonnement acoustique de la voie et de l’essieu

De nombreux modèles théoriques ont été développés pour illustrer ce phénomène, depuis les années 1970. Un modèle théorique basé sur une description des phénomènes dans le domaine fréquentiel fut d’abord constitué par Remington [Remington, 1976], [Remington, 1987], puis développé par Thompson [Thompson, 1990] et implémenté dans TWINS (Track-Wheel Interaction Noise Software) [Thompson et al., 1996a].

Dynamique des sous-structures : la roue - le rail et la traverse

Trois composantes du système voie-essieu ont des rayonnements sonores contribuant au bruit de roulement : la roue, le rail et les traverses de la voie. Les comportements dynamiques de ces différentes sous-structures sont pilotés par leurs réceptances, ou fonctions de transfert vibratoires en déplacement, qui relient leurs champs de déplacement à l’effort au contact (l’effort au contact est quant à lui piloté par la rugosité conjuguée roue-rail). Les équations pilotant le système dynamique roue/rail/traverse sont détaillées dans [Thompson, 1990]. La réceptance, pour une excitation harmonique, s’écrit :

$$A_{12} = \frac{X_1 e^{j\omega t}}{F_2 e^{j\omega t}} \quad (1.1)$$

où A_{12} représente la réceptance, F_2 l'excitation harmonique appliquée dans la direction 2, et X_1 la réponse en déplacement du système dans la direction 1. Le tracé comparatif des réceptances verticales, figure 1.3, permet d'illustrer les principaux phénomènes physiques en jeu.

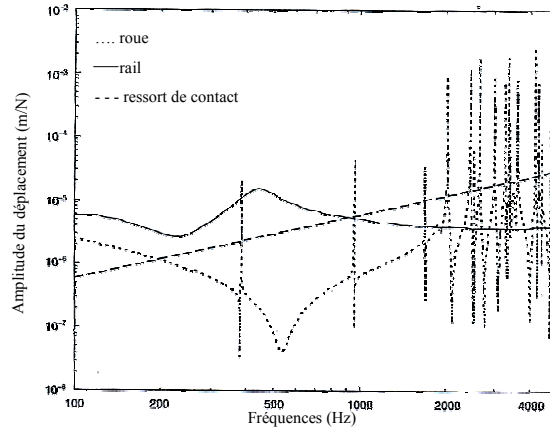


FIG. 1.3 – Déplacements de la roue (TGV), du rail (UIC60 sur traverses bi-bloc) et du point de contact

Entre 100 et 5000Hz, trois bandes de fréquences peuvent être distinguées :

- la bande 100 - 1000Hz : la réceptance de la voie est supérieure à celle de l'essieu et à la réceptance de contact ; La majeure partie de la rugosité est reprise par la vibration du rail. En comparaison, la roue présente de faibles amplitudes de vibration ; on peut s'attendre à ce que celle-ci participe peu au rayonnement ;
- la bande 1000 - 1300Hz : la réceptance au contact devient supérieure à celle de la voie. Cependant dans cette bande, la vibration de la roue au contact reste inférieure à celle de la voie. La limite haute de cette bande correspond à l'apparition du premier mode radial de roue ;
- la bande 1300 - 5000Hz : le contact joue un rôle de filtre vibratoire (majorité de la rugosité "encaissée" par le contact) sauf vers les résonances de roues du type radial et axial avec un cercle nodal, au voisinage desquelles la réceptance de la roue domine. En fait, les spectres vibratoire et acoustique calculés présentent de fortes émergences à proximité de tous les modes radiaux et axiaux à un cercle nodal. Ces émergences représentent l'essentiel de l'énergie sonore rayonnée par la roue.

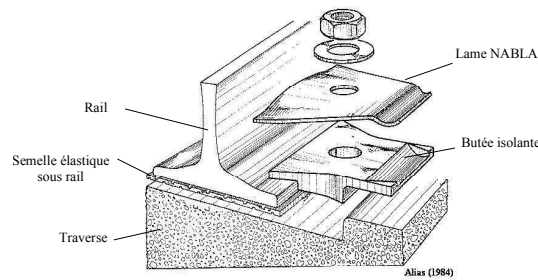


FIG. 1.4 – Système d'attache du rail sur la traverse

Dynamique de la voie

La voie se compose acoustiquement des contributions du rail et des traverses. Le système d'attache du rail sur les traverses est présenté figure 1.4 : le rail est posé sur une semelle élastique, appelée semelle sous rail, qui joue un rôle important dans le comportement dynamique du rail, et est fixé à la traverse par un système d'attache élastique comme par exemple la lame NABLA.

Pour une bonne compréhension des phénomènes physiques, il est commode de rendre compte du comportement dynamique de la voie au travers de trois approches de complexité croissante, figure 1.5 :

- rail considéré comme une poutre simple posée sur un support continu ;
- rail considéré comme une poutre complexe avec prise en compte des déformations de section, posée sur un support continu ;
- prise en compte de l'effet de périodicité des traverses (appuis discrets).

Chacune de ces approches est appliquée en premier lieu sur le comportement dynamique dans la direction verticale.

Direction verticale

La formalisation théorique de la première approche et sa comparaison avec des résultats expérimentaux est présentée de manière exhaustive par Grassie [Grassie et al., 1982].

La première approche décrit la voie comme suit :

- le rail est défini comme une poutre avec son module d'élasticité EI et sa masse par unité de longueur ρS ;

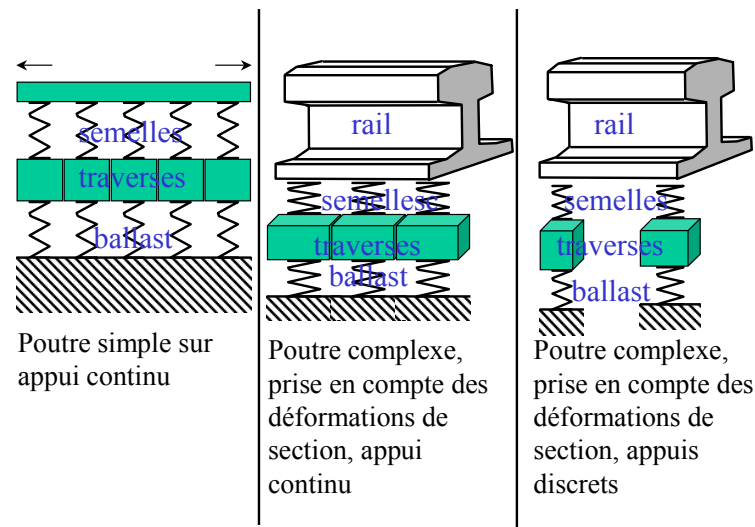


FIG. 1.5 – Modèles utilisés pour étudier la dynamique de la voie

- une première couche continue de raideur et d’amortissement simule l’effet de raideur des attaches (semelle entre rail et traverse) ;
- la masse des traverses est prise en compte comme une masse continue par unité de longueur ;
- le deuxième niveau de raideur et d’amortissement rend compte des propriétés de la plate-forme.

Cette modélisation simple permet d’appréhender les phénomènes de base qui régissent le comportement dynamique de la voie :

- en basse fréquence, avant la première fréquence de résonance du système, la réceptance de la voie $X/F(f)$ reste sensiblement constante : la voie se comporte comme une raideur ;
- la réceptance de la voie passe ensuite par un premier maximum qui correspond à la fréquence de résonance de découplage de la masse du rail sur la raideur de la plate-forme (fréquence f_1 se situant entre 60 et 200Hz suivant le type de pose) ;
- Au-delà de cette fréquence de découplage, différents comportements peuvent être observés :
 - soit la voie se comporte comme un système “monocouche” et au-delà de f_1 , la réceptance de la voie tend vers la réceptance du rail considéré comme une poutre libre infinie en flexion simple. C’est le cas des poses directes par exemple. De même, le comportement d’une voie avec des traverses en bois sur ballast est bien simulé par un système monocouche,

- soit la voie se comporte effectivement comme un système “bi-couche” et une anti-résonance f_0 avec un minimum de réceptance, suivie d’une deuxième résonance f_2 sont observées. L’anti-résonance f_0 et la deuxième résonance f_2 sont liées à un découplage de la masse des traverses vis-à-vis du rail (à f_0 les traverses sont en quadrature avec le rail, à f_2 , traverses et rail vibrent en opposition de phase). Ce type de comportement se retrouve en particulier sur les voies équipées de traverses en béton.
- au-delà de la fréquence f_2 , on retrouve le comportement du rail libre infini. La réceptance de la voie peut alors être approchée à l’aide de la formule suivante issue de [Grassie et al., 1982] :

$$Z_R/F_R = A_R = \left\{ 2\sqrt{2}(EI)^{1/4}(\rho S)^{3/4}\omega^{3/2} \right\}^{-1}$$

où Z_R est le déplacement vertical du rail, F_R l’effort vertical appliqué sur le rail, ω la pulsation et A_R la réceptance verticale.

La deuxième approche consiste à prendre en compte les déformations de section du rail : en haute fréquence, la section du rail est susceptible de se déformer. Typiquement, les effets de déformation commencent à être non négligeables à partir de 3500 Hz, avant la première fréquence de résonance verticale d’une section de rail estimée à 5000Hz environ pour un profil UIC 60 (profil de rail utilisé sur les lignes grandes vitesse notamment).

La troisième approche inclut l’effet de périodicité des traverses : cet effet est observable lorsque la demi-longueur d’onde de l’onde de flexion verticale du rail, considéré comme libre et infini, correspond à la distance entre traverses. Cette fréquence f_p , appelée “pinned-pinned frequency”, apparaît vers 1200Hz pour un rail UIC 60 avec un travelage de 0,6 m.

Autour de cette fréquence, la réceptance de la voie passe par un maximum lorsque l’on excite le rail à l’aplomb d’une traverse. Par contre, en dehors de cette fréquence, la réceptance de la voie dépend peu de la position du point d’excitation vis-à-vis des traverses.

Direction latérale

Le même canevas théorique que dans la direction verticale peut être utilisé.

- Effet lié au support de la voie (modèle deux couches) : compte tenu de la plus forte flexibilité de la liaison rail/traverse dans la direction latérale,

les effets liés aux raideurs d'attaches et de plate-forme et à la masse des traverses se limitent aux basses fréquences : comportement en raideur en basses fréquences puis présence d'une ou deux résonances très amorties, le tout au-dessous de 300Hz.

Ces phénomènes se traduisent par une augmentation de la réceptance de la voie ;

- Effet de périodicité des traverses : on retrouve vers 500Hz (pour un travelage de 0,6m et un rail UIC 60), le mode de flexion latérale présentant ces noeuds de déplacement au niveau des traverses (lateral pinned-pinned frequency) qui donne un maximum d'admittance entre deux traverses et un minimum à l'aplomb d'une traverse ;
- Effet de déformation de section : en basse fréquence , les effets combinés de flexion/torsion de rail doivent être pris en compte ; Les effets de flexibilité de section interviennent dès 1000 Hz environ à cause de la présence du premier mode de flexion latérale de section estimé entre 1200 et 2500Hz.

Les comportements dynamiques vertical et latéral de la voie ont jusqu'alors été traités indépendamment l'un de l'autre. Pour une modélisation réaliste, il faut prendre en compte le couplage qui peut exister entre ces deux directions.

Couplage entre direction latérale et verticale

Bien qu'une section de rail présente une symétrie, un certain couplage entre les directions verticale et latérale est observé : une excitation verticale au milieu du champignon induit une réponse latérale au même point et vice versa. Ce couplage est caractérisé par l'admittance croisée. Bien évidemment, plus la position du point d'excitation (ou de réponse) vertical est décalée latéralement de l'axe du champignon, plus l'admittance croisée est élevée. Ces résultats sont obtenus indépendamment de l'inclinaison effective du rail qui entraîne un effet de couplage supplémentaire.

Comportement dynamique de la roue

Deux types de résonances peuvent être distingués :

- les résonances affectant l'ensemble de l'essieu : ces résonances apparaissent dans la bande 50-500Hz. En pratique, seuls les trois premiers modes de flexion de l'axe de l'essieu peuvent être considérés. On remarque

que l'effet de l'axe de l'essieu sur la réponse en fréquence de la roue n'apparaît de manière significative qu'en basses fréquences (vis-à-vis des phénomènes acoustiques) c'est à dire pour des fréquences inférieures à 200Hz ;

- les résonances de roues (affectant peu le reste de l'essieu) : de très nombreuses résonances de roues apparaissent dans la bande 300-5000Hz : de l'ordre de 20 à 30. Chaque mode est caractérisé par :
 - le mouvement d'une section de roue d'une part (le nombre de cercle nodal = m), qui caractérise le comportement axial de la roue, ce qui correspond physiquement à une flexion de la toile de roue,
 - le nombre de diamètres nodaux (n) d'autre part (décomposition en série de Fourier des équations en coordonnées cylindriques). Pour une déformation de section donnée, le nombre de diamètres nodaux croît avec la fréquence,
 - le caractère dit radial du mode lorsque la vibration a essentiellement lieu dans le sens radial.

Le contact roue/rail

La prise en compte et la modélisation du contact est au coeur de tout modèle de génération du bruit de roulement car il pilote l'influence du phénomène excitatoire sur les corps vibrants. La notion de filtre de contact permet de prendre en compte l'effet de la dimension de la zone de contact sur la transmission des efforts aux corps rayonnants (roue et voie).

Lorsque la longueur d'onde λ d'un défaut est grande vis-à-vis de la dimension du contact roue/rail, l'amplitude de ce défaut est lue totalement par le système roue-rail.

Lorsque (λ) devient de l'ordre de grandeur ou inférieure à la dimension de l'ellipse de contact, seule une partie de la rugosité du défaut est lue, et c'est cette partie qui correspondra au phénomène excitatoire. Remington a introduit la notion de filtre de contact $H(\lambda)$ [Remington, 1987] pour prendre en compte l'influence de la taille du contact sur la lecture des défauts par les sous-systèmes roue/voie :

$$H(\lambda) = \left(1 + \frac{\pi}{4} \left(\frac{2\pi a}{\lambda} \right)^3 \right)^{-1/2}$$

2a étant la longueur de l'axe de l'ellipse de contact suivant la direction longitudinale du rail.

La figure 1.6 présente l'évolution du filtre de contact selon le modèle de

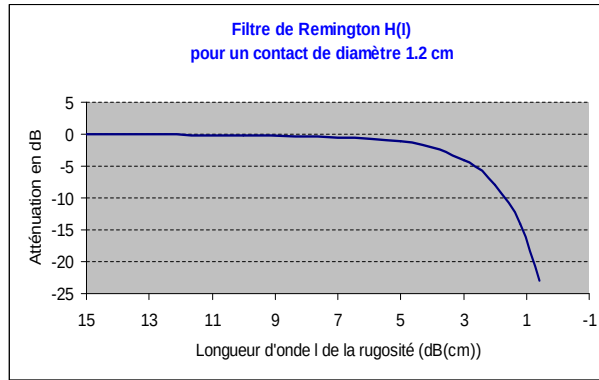


FIG. 1.6 – Filtre de Remington en fonction de la longueur d'onde

Remington, en fonction de la fréquence, pour une roue de rayon 0,46m sur un rail dont le profil du champignon a un rayon de 0,5m, chargé à 7,5tonnes, soit pour une surface de contact circulaire de diamètre 1,2cm.

Le graphe 1.6 montre que le phénomène de filtre au contact commence à jouer un rôle effectif pour les longueurs d'onde inférieures à 3cm, ce qui correspond à des fréquences supérieures à 1500Hz pour un roulage à 160km/h, supérieures à 750Hz pour un roulage à 80km/h et supérieures à 280Hz à 30km/h.

Il convient cependant de garder à l'esprit que la notion de filtre de contact bien que recouvrant effectivement un phénomène physique réel, ne constitue qu'une approximation théorique commode pour continuer à raisonner en terme d'excitation par "déplacement relatif imposé" même pour de faibles longueurs d'onde.

Le calcul de l'axe de l'ellipse de contact s'effectue en appliquant la théorie de Hertz et la notion de conicité équivalente, cf [Kalker, 1979]. Thompson décrit en détails la formulation de la zone de contact [Thompson, 1993], formulation appliquée dans TWINS.

D.J.Thompson présente dans [Thompson, 2001], les effets des non-linéarités à l'interface roue/rail sur la génération du bruit de roulement. Le système

roue/rail peut être considéré comme un système linéaire relié par une raideur de contact non-linéaire. Il utilise un modèle de ressort de contact non-linéaire dans le domaine temporel. Il considère dans son article la réponse du système roue/rail à des excitations par des rugosités de différentes amplitudes. Il démontre alors que le modèle linéaire est une bonne approximation à condition que l'amplitude de rugosité (en niveau rms) soit inférieure à un tiers de la déflexion statique du ressort de contact. Pour de plus grandes amplitudes de rugosité, des pertes de contact peuvent se produire et entraîner une modification du spectre d'excitation et par conséquent une modification du bruit rayonné.

Egalement lors du 7th IWRN, D.J.Thompson a également présenté l'étude d'un nouveau mode d'excitation issu du contact roue/rail [Thompson, 2003]. Il introduit un moment d'oscillation générateur de bruit et de vibration et il montre que même si l'excitation directe par la rugosité reste la plus importante, une excitation par moment de contact peut être significative pour certains profils.

Le bruit de roulement est piloté par le comportement dynamique des sous-structures roue/rail/traverses décrit dans le paragraphe précédent. Une fois ce comportement connu, un modèle de rayonnement permet de “transformer” cette énergie vibratoire en énergie acoustique. Dans le chapitre 4 le modèle linéaire implémenté dans TWINS, basé sur les modèles physiques détaillés ici, est présenté. On y présentera aussi les modèles de rayonnement pour chaque sous-structure.

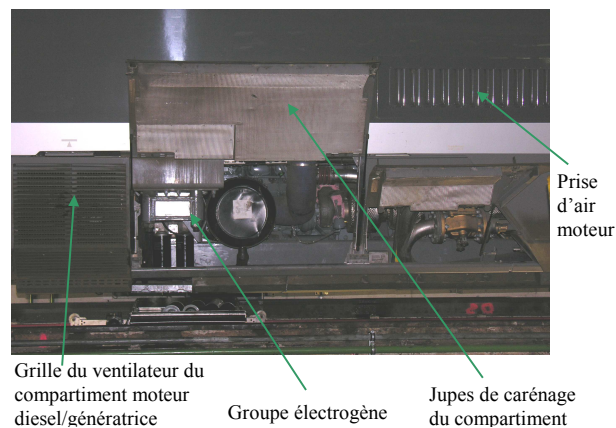
1.1.3 Le bruit des auxiliaires de traction

Le terme “auxiliaires de traction” réunit l'ensemble des composants assurant la traction électrique ou/et diesel du train. Un train à motorisation diesel et traction électrique (comme celui sur lequel est basée notre étude) comporte :

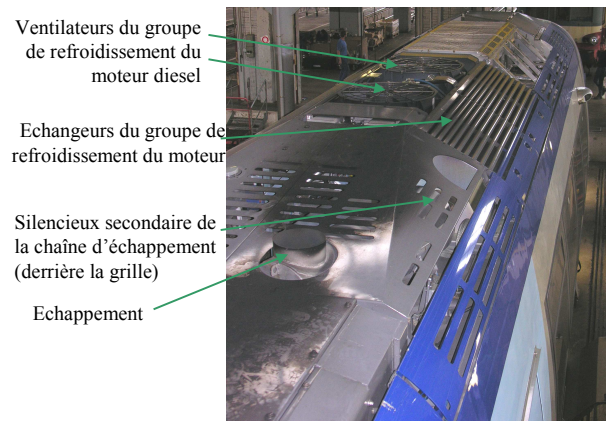
- un moteur diesel. Dans le cas d'un train à motorisation diesel et traction électrique, ce moteur diesel alimente une génératrice électrique, elle-même reliée au moteur électrique de traction. Ce groupe électrogène, voir figure 1.7(a), est enfermé dans un compartiment refroidi par le biais d'un ventilateur ; une prise d'air sur le côté de la caisse vient alimenter le moteur diesel ;
- l'échappement du moteur diesel présenté sur la figure 1.7(b) ;

- un système de refroidissement du moteur diesel composé de ventilateurs axiaux, figure 1.8(b), soufflant sur des échangeurs air/eau, alimentés par un moteur électrique ou hydraulique selon le train ;
- un moteur de traction électrique et son système de refroidissement composé de un ou plusieurs ventilateurs ;
- un convertisseur électrique et son système de ventilation (ventilateur axial).

Nous incluons aussi les systèmes de climatisation du véhicule et plus particulièrement leurs ventilateurs, figure 1.8(a).



(a) Groupe électrogène

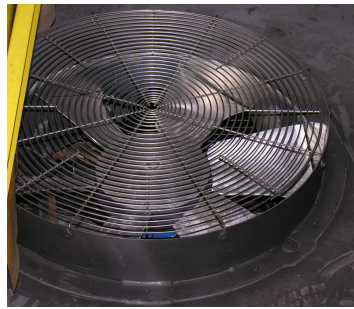


(b) Auxiliaires en toiture

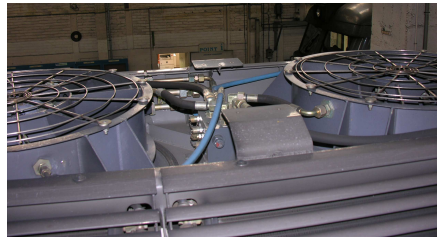
FIG. 1.7 – Auxiliaires sur l'AGC

Ces auxiliaires sont des sources acoustiques caractéristiques du bruit ferroviaire pour de faibles vitesses :

- le moteur diesel produit un bruit composé de trois contributions : le bruit de combustion, le bruit d'injecteur et le bourdonnement dû à l'acyclisme des roues d'entraînement. Ces bruits sont essentiellement



(a) ventilateur du système de climatisation



(b) ventilateurs du groupe de refroidissement

FIG. 1.8 – Auxiliaires sur l'AGC

basses fréquences, à fortes composantes tonales. En plus du bruit produit par le moteur diesel, dans le cas de l'AGC, viennent s'ajouter les contributions de la génératrice électrique et du ventilateur du compartiment. Sur l'AGC, le groupe électrogène est encapsulé en bas de caisse, derrière des jupes permettant de l'isoler acoustiquement. Pour réduire encore davantage le bruit de cet auxiliaire, une grande partie du compartiment est recouvert de matériau isolant. Différentes voies de transfert peuvent être distinguées comme les panneaux de carénage du groupe électrogène, la prise d'air moteur ou la grille apposée devant le ventilateur du compartiment ;

- l'échappement s'apparente acoustiquement à un conduit long qui va filtrer (cf les paragraphes suivants 1.1.3) le bruit produit par le moteur diesel ;
- le bruit du moteur électrique de traction se décompose en deux sources de bruit principales : le bruit de ventilation et le bruit magnétique. Le bruit de ventilation s'apparente directement à un bruit de ventilateur (cf les paragraphes suivants 1.1.3). Le bruit magnétique a deux composantes principales : un bruit indépendant du régime et un bruit évoluant avec le régime. Le bruit magnétique constant résulte des forces et vibrations générées par l'interaction de l'onde de flux magnétique fondamentale avec les parties en rotation du rotor. Le bruit dépendant du régime est généré lorsque le courant passe dans les induits du rotor, sous augmentation de régime. Le courant électrique dans les induits produit des champs magnétiques autour des induits qui créent une force statique sur les dents du stator. Ces forces radiales et tangentielles appliquées au stator produisent des vibrations et du bruit. Le bruit du moteur de traction électrique n'est pas une source dominante ;

- les systèmes de refroidissement (du groupe électrogène, du moteur de traction, du système de climatisation ou du convertisseur électrique) s'apparentent acoustiquement à la somme du bruit du/des ventilateur(s) et du bruit du moteur les alimentant (qu'il soit électrique ou hydraulique). Les ventilateurs, axiaux pour la plupart, peuvent être encaissés dans des conduits courts ou longs.

En résumé, de nombreuses sources liées aux auxiliaires de traction sont présentes sur un train de type bi-mode. Certaines d'entre elles sont négligeables comme le moteur électrique, d'autres sont composées de multiples contributions comme le groupe électrogène. Les autres sources sont acoustiquement identifiables à des bruits de sorties de conduit ou des bruits de ventilateurs axiaux en régime subsonique. Pour ces deux types de sources, de nombreux modèles ont été développés visant à reproduire leur rayonnement. Ces modèles font l'objet des deux sections suivantes.

Bruit rayonné par des conduits circulaires

La simplicité de la géométrie permet de calculer analytiquement des représentation et approximation de la pression acoustique.

Caractéristiques de la propagation sonore en conduit, guide d'onde circulaire

La pression acoustique dans un conduit cylindrique, si aucune condition aux limites n'est imposée, peut s'écrire comme la somme de fonctions élémentaires :

$$p(r, \theta, x, t) = \Re(r) e^{-i\omega t \pm m\theta \pm k_x x} \quad (1.2)$$

Le signe de k_x fixe le sens de propagation dans le conduit, le signe de m fixe le sens de rotation de l'onde. Le champ acoustique présente $|m|$ lobes angulairement.

A partir de l'équation de Helmholtz, l'équation en fonction de la coordonnée radiale s'écrit :

$$\frac{d^2 \Re}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\Re}{dr} + \left(k_T^2 - \frac{m^2}{r^2} \right) \Re = 0 \quad (1.3)$$

où $k_T^2 = K^2 - k_x^2$, $K = \frac{\omega}{c}$ étant le nombre d'onde et c la célérité du son.

Cette équation est une équation de Bessel dont la solution générale s'écrit :

$$\Re(r) = AJ_m(k_T r) + BY_m(k_T r) \quad (1.4)$$

A et B sont des constantes déterminées par les conditions aux limites du problème, et J_m et Y_m sont les fonctions de Bessel d'ordre m , respectivement de première et de seconde espèces.

Si le conduit ne contient pas de source, la pression doit rester finie pour $r \rightarrow 0$, donc $B=0$. De plus, si le conduit est à paroi parfaitement réfléchissante (en $r = R$), la vitesse acoustique est nulle sur les parois :

$$\left(\frac{\partial p}{\partial r}\right)_R = 0 \Rightarrow \left(\frac{\partial \Re}{\partial r}\right)_R = 0 \Rightarrow Ak_T J'_m(k_T R) = 0$$

- soit $k_T = 0$ et $\Re(r) = cste$, il s'agit de l'onde plane (piston plan)
- soit $k_T R = \chi_{ms}$ abscisse du s^{ieme} zéro de la dérivée de la fonction de Bessel de première espèce.

La relation de dispersion s'écrit donc : $K^2 = \left(\frac{2\pi f}{c}\right)^2 = k_z^2 + k_T^2$ avec $k_T = \frac{\chi_{ms}}{R}$. La fréquence de coupure d'un mode (m,s) vaut :

$$f_C = \frac{ck_T}{2\pi} = \frac{c\chi_{ms}}{2\pi R} \quad (1.5)$$

Le mode (m,s) ne se propage que si $K \geq k_T$ ou $f \geq f_C$

Directivité en sortie de conduit : cas du piston plan bafflé (baffle infini)

Ce qui suit permet d'estimer le diagramme de directivité d'un piston dont l'extrémité est encastrée, uniquement pour le mode plan de ce piston. La fonction de directivité en puissance de rayonnement du piston plan encastré dans un plan réfléchissant (bafflé) s'écrit sous la forme : $H(\theta) = Q \cdot h^2(\theta)$ avec :

$$Q = \frac{k^2 a^2}{\left[1 - \frac{J_1(2ka)}{ka \sin(\theta)}\right]} \quad (1.6)$$

$$h(\theta) = \frac{2J_1(ka \sin \theta)}{ka \sin \theta}$$

Q est le coefficient de directivité intrinsèque et h la fonction de directivité angulaire en pression. a est le rayon du piston, k est le nombre d'onde (m^{-1}) et J_1 la fonction de Bessel d'ordre 1.

Cette expression de la directivité permet de considérer deux grands types de rayonnement pour le piston plan bafflé :

- pour $ka \ll 1$, le piston est omnidirectionnel dans le demi-espace concerné;
- pour $ka > 1$, il devient directionnel, des lobes secondaires apparaissant pour $ka > 3,832$, valeur du premier zéro de la fonction de Bessel du premier ordre J_1 .

Les sources présentes sur le train et s'apparentant à des conduits longs sont en général en toiture soit à 4m de haut alors que le récepteur est entre 1,5 et 2m de haut. Il faut donc connaître leur rayonnement dans le demi-plan inférieur et adopter alors des modèles de piston non bafflé.

Directivité en sortie de conduit : cas du piston non bafflé

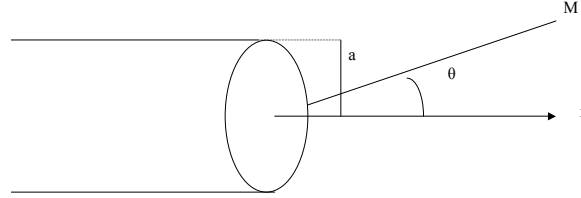


FIG. 1.9 – Piston plan non bafflé

Dans le cas d'un piston plan libre, figure 1.9, l'hypothèse du piston plan bafflé surestime l'énergie émise par l'embouchure du conduit dans le demi-plan supérieur au baffle. Par ailleurs, ce modèle ne procure aucune information quant au rayonnement dans le demi-espace inférieur au plan de l'embouchure.

Dans le modèle établi par Lévine et Schwinger [Levine et Schwinger, 1948], l'embouchure est considérée comme un piston plan circulaire rigide non encastré. L'ensemble des surfaces élémentaires de l'ouverture est supposé vibrer en phase : seul le mode piston du conduit est ainsi considéré, ce qui limite fréquemment l'étude du rayonnement à $k_0 a \leq 3.832$. La fonction de directivité (coefficient de la puissance d'une onde incidente monopolaire) établie suivant ce modèle est donnée par les équations suivantes :

$$H(\theta) = \frac{4}{\pi \sin^2 \theta} \frac{J_1(k a \sin \theta)}{[(J_1(k a \sin \theta))^2 + (N_1(k a \sin \theta))^2]^{1/2}} \frac{|R|}{1 - |R|^2} \exp \left\{ \frac{2 k a \cos \theta}{\pi} v.p. \int_0^{k a} \frac{x \tan^{-1} \left(\frac{-J_1(x)}{N_1(x)} \right)}{[x^2 - (k a \sin \theta)^2] [x^2 + (k a)^2]^{1/2}} dx \right\} \quad (1.7)$$

où N_1 est la fonction de Neumann du premier ordre, v.p. signifie que l'intégrale s'entend comme une intégrale en valeur principale de Cauchy, R désigne le coefficient de réflexion du mode piston du potentiel des vitesses :

$$|R| = \exp \left\{ \frac{-2ka}{\pi} \int_0^{ka} \frac{\tan^{-1}(-J_1(x)/N_1(x))}{x[(ka)^2 - x^2]^{1/2}} dx \right\}$$

D'après ce modèle, la directivité en sortie de conduit non bafflé, et uniquement pour le mode piston, est monopolaire pour $ka \leq 0.5$. Plus ka croît, plus l'onde sortante est concentrée sur l'axe de l'embouchure, avec l'apparition nette d'un lobe arrière ($\theta > \pi/2$).

Ce modèle permet donc de déterminer avec précision et dans l'ensemble de l'espace, la directivité d'une embouchure de conduit non bafflée. Il faut rappeler l'hypothèse forte sous-jacente : le modèle ne prend en compte que le mode piston du conduit. Ceci peut être réducteur en terme fréquentiel. Pour les conduits tels que ceux présents sur un train (échappement par exemple), les diamètres de conduit ne dépassent généralement pas 30cm, ce qui limite l'utilisation de ce modèle à 1500Hz ($ka \leq 3.832$).

Homicz et Lordi ont, quant à eux, proposé un modèle exact de directivité du piston non bafflé sans limite fréquentielle [Homicz et Lordi, 1975]. Ils emploient une approche modale en se servant de la technique de Wiener-Hopf pour calculer les équations intégrales résolvant le problème.

Un mode acoustique noté A_{ms} (d'ordre azimutal m et d'ordre radial s) est considéré. Il est de la forme :

$$p = p_0 e^{-i\omega t + im\Phi + ik_x x} J_m(kr)$$

dans un cylindre semi-infini de rayon a . L'équation de propagation peut s'écrire : $k_x^2 = k^2 - k_r^2$, k étant le nombre d'onde, k_x le nombre d'onde axial et k_r le nombre d'onde radial. Le mode est propagatif si k_x est réel. La puissance rayonnée par ce mode s'écrit :

$$P(\theta) = \frac{P_i k k_x^s}{\pi^2 (k \cos \theta - k_x^s)} \frac{J'_m(ka \sin \theta)}{|H'_m(ka \sin \theta)|} \prod_{n=1, n \neq s}^N \frac{k_x^n + k_x^s}{k_x^n - k_x^s} \prod_{n=1}^N \frac{k_x^n - k \cos \theta}{k_x^n + k \cos \theta} \cdot \exp \{ \Re [S(k_x^s a) - S(k a \cos \theta)] \}$$

(1.8)

où : P_i représente la puissance incidente du mode considéré, H_m est la fonction de Hankel d'ordre m et de première espèce. La fonction $\Re(S)$ est donnée par :

$$\Re[S(\zeta)] = \frac{1}{\pi} VP \int_{-ka}^{+ka} \frac{\Omega(\kappa a)}{k - \zeta} dk$$

où $\kappa = \sqrt{k_0^2 - k^2}$

$$\Omega(k) = \arctan \frac{Y'_m(k)}{J'_m(k)} \pm \frac{\pi}{2}$$

le signe étant positif si $m = 0$ et négatif si $m \neq 0$ avec :

$$\Omega(0) = 0 \quad (1.9)$$

$$\Omega(j'_{ms}) = (s-1)\pi \text{ si } m \neq 0 \quad (1.10)$$

$$\Omega(j'_{ms}) = s.\pi \text{ si } m = 0 \quad (1.11)$$

j'_{ms} sont les racines de la fonction J'_m , qui apparaissent en raison de la condition de Neumann sur la paroi interne du conduit.

k_r vérifie alors : $k_r = \frac{j'_{ms}}{a}$

Des solutions approchées permettent d'estimer la directivité du piston plan de façon plus aisée, mais leurs utilisations sont souvent limitées, soit spatialement, soit fréquentiellement.

Approximation en U

Hocter propose dans [Hocter, 1999] une solution approchée consistant à utiliser "l'approximation U canonique". Cette approximation permet d'écrire la puissance rayonnée par le mode A_{ms} par unité d'angle solide de la façon suivante :

$$P_u(\theta) = \frac{P_i k^3}{4\pi k_x^s \left(1 - \frac{m^2}{j'^2_{ms}}\right)} \frac{(k_x^s + k)}{k \cos \theta + k} \frac{\sin^2 \theta J'^2_m(k a \sin \theta)^2}{k \cos \theta - k_x^s} \exp(2\Re[U_s - U]) \quad (1.12)$$

pour $\cos \theta > 0$

$$P_u(\theta) = \frac{P_i k^3}{4\pi k_x^s a^2 \left(1 - \frac{m^2}{j'^2_{ms}}\right)} \frac{(k_x^s + k)}{(k \cos \theta + k)(k \cos \theta - k_x^s)} \frac{1}{|H'_m(k a \sin \theta)|^2} \exp(2\Re[U_s - U]) \quad (1.13)$$

pour $\cos\theta < 0$

avec :

$$U(s_n, q) = \frac{1}{2i\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} \ln \left(1 - e^{2i\pi q - t^2/2} \right) \frac{dt}{t_{s_n} e^{i\pi/4}} \quad (1.14)$$

$$U \equiv U(s_n, q) \quad (1.15)$$

$$s_n = \sqrt{2ka} \cos\theta \quad (1.16)$$

$$q = \frac{1}{\pi} \Omega(ka) \quad (1.17)$$

avec $\Re$ et Ω définis plus haut. U_s est obtenu en remplaçant θ par : $\pi - \cos^{-1}(-k_x^s/k_0)$ dans U .

Hocter a montré que cette approximation présente une très bonne correspondance avec la solution exacte, en dehors des modes hélicoïdaux. Il note cependant que la correspondance se dégrade pour $\theta \approx \pi/2$.

Approximation selon l'hypothèse de Kirchhoff

Tyler et Sofrin dans [Tyler et Soffrin, 1962] propose une approximation de leur solution exacte, basée sur l'hypothèse de Kirchhoff. Dans cette hypothèse, l'embouchure circulaire du conduit est considérée comme encastrée dans un baffle. Dans ce cadre, la puissance rayonnée par le mode A_{ms} s'écrit :

$$P = P_i \frac{k^3 k_x^s a^4}{\pi \left(1 - \frac{m^2}{j_{ms}^{\prime 2}} \right)} \left[\frac{\sin\theta J'_m(ka \sin\theta)}{(ka)^2 \sin^2\theta - j_{ms}^{\prime 2}} \right]^2 \quad (1.18)$$

Cette formule est une généralisation du modèle du piston plan bafflé présenté. En effet, le terme entre crochets se réduit à l'expression 1.6 pour le mode fondamental (mode piston) $A_{ms} = A_{01}$ pour lequel $j_{01}' = 0$ et $J_0' = -J_1$. Ainsi, l'approximation basée sur l'hypothèse de Kirchhoff tend à surestimer l'énergie rayonnée, et ce particulièrement dans le plan du baffle. Tout comme pour le piston plan bafflé, le champ rayonné dans le demi-espace situé en dessous du baffle ne peut être calculé par cette approximation.

Approximation basée sur la théorie géométrique de la diffraction de Keller

En 1999, Hocter propose une approximation de la solution exacte de Homicz et Lordi basée sur la théorie géométrique de la diffraction de Keller [Hocter, 2000]. Il faut noter que cette théorie est développée pour des hautes fréquences.

Pour $\theta_m \leq \theta \leq \frac{\pi}{2}$

$$P = \frac{P_i}{2\pi^2 k \sin \theta \cos \theta_{ms} \cos^2 \Phi_{ms}} \left[\operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta + \theta_{ms}) + \operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta - \theta_{ms}) \right]^2 \cdot \cos \left(ka \sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} + m \cos^{-1} \left[\frac{1}{\sin \theta} \sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} \right] - \frac{m\pi}{2} + \frac{\pi}{4} \right) \cdot \left[1 + \frac{4}{\pi^2} j_{ms}'^2 \cos^2 \Phi_{ms} J_m^2(j_{ms}') (J_m^2(j_{ms}') + Y_m^2(j_{ms}')) \right]^{-1} \quad (1.19)$$

Pour $\frac{\pi}{2} \leq \theta \leq \pi - \theta_m$

$$P = \frac{P_i \left[\operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta + \theta_{ms}) + \operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta - \theta_{ms}) \right]^2}{8\pi^2 k \sin \theta \cos \theta_{ms} \cos^2 \Phi_{ms}} \cdot \left[1 + \frac{4}{\pi^2} j_{ms}'^2 \cos^2 \Phi_{ms} J_m^2(j_{ms}') (J_m^2(j_{ms}') + Y_m^2(j_{ms}')) \right]^{-1} \quad (1.20)$$

Pour $0 \leq \theta \leq \theta_m$

$$P = \frac{P_i}{4\pi^2 k \sin \theta} \left[\operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta + \theta_{ms}) + \operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta - \theta_{ms}) \right]^2 \cdot \exp \left(ka \sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} - 2m \ln \left[\frac{1}{\sin \theta} \left[\sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} + \sin \theta_m \right] \right] \right) \cdot \left[\cos \theta_{ms} \cos^2 \Phi_{ms} \left[1 + \frac{4}{\pi^2} j_{ms}'^2 \cos^2 \Phi_{ms} J_m^2(j_{ms}') (J_m^2(j_{ms}') + Y_m^2(j_{ms}')) \right] \right]^{-1} \quad (1.21)$$

Pour $\pi - \theta_m \leq \theta \leq \pi$

$$P = \frac{P_i}{8\pi^2 k \sin \theta} \left[\operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta + \theta_{ms}) + \operatorname{cosec} \frac{1}{2}(\theta - \theta_{ms}) \right]^2 \cdot \exp \left(ka \sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} - 2m \ln \left[\frac{1}{\sin \theta} \left[\sqrt{\cos^2 \theta_m - \cos^2 \theta} + \sin \theta_m \right] \right] \right) \cdot \left[\cos \theta_{ms} \cos^2 \Phi_{ms} \left[1 + \frac{4}{\pi^2} j_{ms}'^2 \cos^2 \Phi_{ms} J_m^2(j_{ms}') (J_m^2(j_{ms}') + Y_m^2(j_{ms}')) \right] \right]^{-1} \quad (1.22)$$

où θ_m , θ_{ms} et Φ_m sont définis comme suit :

$$\sin \theta_m = \frac{m}{ka} \quad (1.23)$$

$$\sin \theta_{ms} = \frac{j_{ms}'}{ka} \quad (1.24)$$

$$\sin \Phi_{ms} = \frac{m}{j_{ms}'} \quad (1.25)$$

Cette solution présente une singularité pour $\theta = \theta_{ms}$, qui correspond à la zone d'ombre de l'optique géométrique.

Deux caustiques apparaissent pour $\theta = \theta_m$ et $\theta = \pi - \theta_m$. Le champ sonore n'est pas déterminé avec cette approximation dans la zone d'ombre et sur les caustiques.

T. Simoneau [Simoneau, 2003] a comparé l'ensemble de ces approximations et la solution exacte développée par Homicz et Lordi. Lorsque seul le mode piston est en jeu ($ka < 3,832$), la solution exacte de Levine et Schwinger est suffisante. Il faut s'orienter vers d'autres types d'approximations pour les modes d'ordre "plus élevé". Cependant, la mise en oeuvre des autres méthodes engendre des problèmes de divergence dans les calculs numériques.

La solution proposée dans le travail de Simoneau est une combinaison des différentes approximations : solution exacte de Levine et Schwinger pour le mode piston et dans tout l'espace l'approximation de Kirchhoff pour les autres modes et le demi-espace supérieur et la méthode basée sur la théorie de la diffraction géométrique pour les autres modes dans le demi-espace inférieur.

Sur un train, des sorties de conduit bafflées ou non peuvent être représentatives d'un certain nombre de sources telles que la prise d'air moteur pour le cas bafflé ou l'échappement pour le cas non bafflé. Les diamètres de ces sources oscillent autour de 25cm et la majorité de l'énergie transmise dans ces conduits par le moteur diesel se situe en-dessous de 800Hz. Ces configurations correspondent à un ka maximum de 3,5 environ, pour lesquelles seules le mode piston est en jeu : le modèle de Levine et Schwinger est donc suffisant dans ces cas. Il faut cependant noter que, dans le cas de l'échappement monté en toiture, le rayonnement en sortie de conduit non bafflé est tout de même perturbé par l'environnement proche.

Bruit rayonné par des ventilateurs axiaux en régime subsonique

D'un point de vue très global, on peut dire que le bruit des ventilateurs est produit par l'interaction entre les pales et les courants de fluide qui les entourent. Nous détaillons dans la suite, les différents phénomènes liés à cette interaction et les modèles que l'on peut leur adjoindre.

Analogie de Ffowcs-Williams et Hawkings

L'analogie de Lighthill [Lighthill, 1952] concernant les sources aéroacoustiques, a été complétée en 1969 par Ffowcs-Williams et Hawkings pour tenir compte de la présence de parois solides et de variations du débit. L'hypothèse forte de cette analogie est l'absence de rétroaction acoustique : on suppose que le bruit produit par l'interaction fluide/structure ne perturbe pas cette interaction. L'analogie de Ffowcs-Williams et Hawkings permet alors de séparer les différents termes sources en fonction des phénomènes physiques qui les alimentent et le problème est traité comme un problème d'acoustique linéaire classique :

$$\Delta p - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\frac{\partial q}{\partial t} + \frac{\partial F_i}{\partial x_i} + \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1.26)$$

Si l'on suppose connus les termes sources, la formule de Green, appliquée à la pression en espace libre, conduit aux résultats suivants :

$$p' = \Delta p - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{V_0} \left[\frac{\rho_0 v_i}{r |1 - M_r|} \right] d\eta - \frac{\partial}{\partial x_i} \int_S \left[\frac{p_{ij} n_j}{r |1 - M_r|} \right] dS(\eta) + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \int_{V_0} \left[\frac{T_{ij}}{r |1 - M_r|} \right] d\eta \quad (1.27)$$

où la partie gauche représente les termes de propagation et la partie de droite les 3 termes sources. M_r est le nombre de Mach relatif, défini par $M_r = \frac{v_r}{c_0}$, v_r étant la vitesse relative d'avancement des pales dans le flux.

Les termes sources peuvent être interprétés comme suit :

- $\frac{\partial q}{\partial t}$ est le terme de source d'ordre 0 ou bruit d'épaisseur (thickness noise) pouvant être produit par un élément vibrant comme une membrane ou un haut-parleur. Il représente un taux de flux massique. Il est équivalent à un bruit monopolaire engendré par les effets de déplacements volumiques des surfaces en mouvement. Le rayonnement de ce bruit d'épaisseur est faible pour des vitesses de rotation faibles, tant que la vitesse de phase de la circonférence des fluctuations de pression générées par le mouvement des pales est bien en deçà de la vitesse sonique ;
- $\frac{\partial F_i}{\partial x_i}$: ce second terme est dû à la force exercée sur le fluide par les pales. Il est généralement appelé bruit de chargement (loading noise) ou bruit de dipôle et représente la source majoritaire de bruit des ventilateurs en régime subsonique ;
- $\frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}$: ce dernier terme correspond au bruit créé par la turbulence où T est le tenseur de Lighthill comprenant les contraintes de Reynolds

instationnaires, les contraintes visqueuses et l'entropie fluctuante. Ce terme source représente la composante quadripolaire de la perturbation. Il est très peu important pour des pales fines tournant à des nombres de Mach faibles car ce type de configuration perturbe linéairement le flux alors que cette contribution concerne les termes quadratiques de la perturbation du fluide. Pour des pales épaisses, ce terme est important pour des régimes transsoniques, mais demeure négligeable pour des régimes subsoniques ou clairement supersoniques.

En champ lointain et si l'on considère que la surface est compacte, cette surface peut être remplacée par une source ponctuelle équivalente [Roger, 2006] :

$$p'(x, t) = -\frac{1}{4\pi} \left[\frac{R_i}{c_0 R^2 (1 - M_r)^2} \left(\frac{\partial F_i}{\partial t'} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t'} \right) \right] \quad (1.28)$$

où F est la force aérodynamique intégrée sur l'objet mobile. Cette formule suffit souvent pour évaluer le bruit rayonné par un tronçon de pale de ventilateur. Toute la difficulté résulte alors de la détermination des fluctuations des efforts aérodynamiques.

Un des termes sources principaux des ventilateurs axiaux est celui induit par les efforts des pales sur le fluide. Les forces périodiques (forces tournantes stationnaires ou instationnaires dues à un flux amont non-uniforme mais stationnaire) génèrent un bruit tonal (discret, c'est-à-dire réparti sur quelques fréquences) alors que les forces aléatoires (random, comme les forces de couches limites turbulentes) génèrent un bruit large bande [Gerard et al., 2005]. Il faut noter que l'essentiel du bruit consécutif au déplacement de surfaces portantes (supposées indéformables) dans l'air trouve ses sources au bord de fuite, au bord d'attaque et aux extrémités.

Simulations numériques [Roger, 2006]

Le développement des calculs CFD (Computational Fluid Dynamics) permet aujourd'hui de simuler numériquement des écoulements autour de structures solides pouvant être complexes. Cependant, les phénomènes d'écoulements fluides turbulents et les phénomènes acoustiques ne sont pas à la même échelle : prendre en compte la génération de phénomènes acoustiques dans un calcul CFD nécessiterait un maillage particulièrement fin sur des domaines étendus impliquant un grand coût en terme de temps de calcul, ce

qui n'est pas envisageable aujourd'hui.

Une approche hybride est ainsi préférée : il s'agit d'utiliser des simulations numériques coûteuses (simulations directes ou LES : large Eddy Simulation, simulation à grande échelle) uniquement sur le domaine fluide où se concentrent les sources acoustiques (près des parois) et d'utiliser des codes linéaires (basés sur les équations d'Euler linéarisées) dans le reste du domaine fluide pour simuler la propagation sonore à partir des sources identifiées dans la première étape.

Lors de la première étape d'identification de sources, un calcul en fluide incompressible peut être suffisant si l'on caractérise par la suite les sources par analogie (analogie de FWH par exemple). Dans le cadre d'études paramétriques ou de pré-dimensionnement, les simulations numériques en fluide instationnaire ne sont pas envisageables. Des codes de simulations numériques moyennés sont alors préférés (code RANS pour Reynolds-Averaged Navier-Stokes). Ces codes donnent une information partielle sur les fluctuations de l'écoulement, informations à partir desquelles des vitesses locales moyennes peuvent être statistiquement déduites. Pour relier cette donnée de vitesse moyenne locale à un phénomène de génération du bruit, il faut des modèles analytiques ou semi-analytiques robustes. Ces calculs sont rapides mais imposent des simplifications fortes en terme de géométrie de surface solide et sur l'écoulement.

Le choix de ces différentes méthodes est principalement régi par les phénomènes que l'on souhaite modéliser : pour les interactions périodiques à l'origine du bruit de raies, des calculs RANS couplés à une analogie suffisent. Pour le bruit large bande, qui trouve son origine dans la turbulence du sillage, seul un code LES donnera des résultats satisfaisants, puisque les méthodes RANS ne permettent pas de prendre en compte la turbulence.

Bruit tonal

Lorsque le flux entrant dans le ventilateur est uniforme, les forces s'appliquant sur les pales sont stationnaires dans le système de coordonnées tournant de l'hélice et ces forces ont une fréquence angulaire ω_1 . On définit la fréquence de passage de pales (Blade Passing-by Frequency, BPF dans la suite) : $\omega_1 = B\Omega$, où B est le nombre de pales et Ω la fréquence de rotation

du ventilateur.

Pour des ventilateurs subsoniques, la vitesse circonférentielle de ces forces est en dessous de la vitesse du son, ainsi, ces sources ne rayonnent pas efficacement. Cependant, une très légère irrégularité du flux cause des variations des forces circonférentielles de pales, ce qui produit un bruit beaucoup plus important à la BPF et à ses harmoniques, particulièrement dans la direction axiale du ventilateur. Dans beaucoup de cas, les ventilateurs axiaux opèrent dans des flux non-uniformes : ventilateurs axiaux de refroidissement opérant en aval d'un système radiateur/condenseur ou dans le sillage de vanes de guidage.

Modèle de Morse et Ingard et applications [Gerard et al., 2005]

L'équation proposée par Fowcs-Williams et Hawkings est obtenue en étendant l'analogie acoustique de Lighthill pour inclure les effets des surfaces solides. Cette analogie introduit la force dans le domaine temporel en utilisant une formulation du retard temporel. Dans une autre démarche, Morse et Ingard postulent que la distribution de forces sur une surface génère un bruit de type dipolaire qui peut être calculé en introduisant ces forces dans l'équation de Helmholtz. Il faut alors calculer ces efforts, les décomposer fréquentiellement pour leur associer des sources acoustiques dipolaires [Gerard et al., 2005].

En employant cette démarche, Gérard [Gerard et al., 2005] a montré que la directivité globale du ventilateur représentée par une distribution de dipôles est, dans les basses fréquences (longueur d'onde grande relativement aux dimensions du ventilateur) de forme monopolaire, tout en étant un peu plus directive suivant l'axe du ventilateur qu'un monopôle, comme le montre la figure 1.10.

Chargement acoustique : ventilateur en conduit long

Le conduit en sortie du ventilateur est supposé infini, circulaire et de même diamètre que le rotor. La prise en compte de ce conduit revient à considérer la propagation des ondes propre à ce conduit (cf paragraphe 1.1.3 précédent). De façon générale, on peut dire que seules les ondes avec une structure spatiale

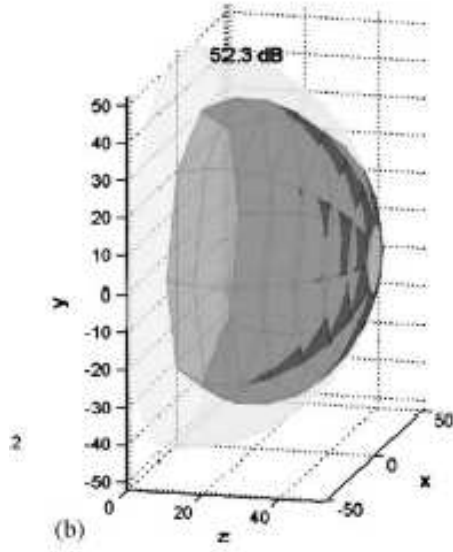


FIG. 1.10 – Champ rayonné par un ventilateur, selon le modèle de Morse et Ingard à 50Hz, figure issue de [Gerard et al., 2005]. En gris foncé, directivité du ventilateur remplacé par un ensemble de dipôles et en gris clair, directivité d'un monopôle. Les diamètres internes et externes du ventilateur sont respectivement 12.5cm et 30cm.

assez simple se propagent dans le conduit ou encore que seuls les modes d'ordres faibles peuvent rayonner [Hemmon, 1998]. La présence du conduit induit une condition de coupure qui peut s'écrire :

$$mB - m_c(m) \leq \omega \leq mB + m_c(m)$$

où B est le nombre de pales et m l'ordre de l'harmonique de la BPF. m_c est l'index du mode de coupure du conduit donné par :

$$\frac{\omega R_t}{c_0 \sqrt{1 - M^2}} < J'_m$$

où J'_m sont les premiers zéros de la fonction dérivée de Bessel d'ordre m (R_t le rayon du conduit). Cette condition implique que le conduit agit comme un filtre passe-bas pour les modes (J'_m croît avec m).

Trakhenbroit, dans [Trakhenbroit, 1992], précise qu'il faut prendre en compte le flux induit par la présence du ventilateur dans le calcul de la fréquence de coupure.

La directivité du rayonnement en sortie de conduit dépend substantiellement

de la fréquence réduite χ de chaque émergence :

$$\chi = \frac{\omega r_0}{c_0(1 - M^2)^{1/2}}$$

où $\omega/2\pi$ est la fréquence de l'émergence, r_0 le diamètre du ventilateur, c_0 la vitesse du son et M le nombre de Mach du flux.

Chaque mode de conduit est, quant à lui, caractérisé par une fréquence critique χ^* dite de coupure. Si la fréquence réduite du son (provenant du ventilateur) est plus importante que la fréquence de coupure d'un mode donné, alors ce mode se propage et son amplitude est continue le long du tuyau. Dans le cas contraire, le mode n'est pas propagatif et son amplitude diminue exponentiellement avec la distance à la source. Si la présence du flux est ignorée ($M = 0$), la fréquence de l'émergence utilisée telle quelle, est plus petite que la fréquence réduite calculée en prenant en compte la présence du flux. Il existe le risque d'éliminer des modes qui pourraient avoir une contribution substantielle au rayonnement en bout de tuyau. Les ondes non propagatives peuvent cependant présenter une forte contribution à la puissance rayonnée, spécialement si le tuyau est court, les fréquences proches de la fréquence de coupure et l'amortissement exponentiel de l'onde évanescence petit.

Chargement acoustique : ventilateur en conduit court, carénage [Roger et Jacob, 1992]

“Lorsqu’une source acoustique est placée dans un conduit cylindrique, le comportement de ce dernier en tant qu’écran acoustique dépend des rapports existant entre les échelles caractéristiques de longueur, que sont le diamètre et la longueur du conduit et les longueurs d’onde étudiées. S’il est suffisamment long, le conduit agit comme un guide d’ondes, c’est-à-dire que la propagation est profondément restructurée par les réflexions sur les parois. La source excite alors les modes propres de propagation du conduit, et un mode donné se propage ou non selon les critères de coupure mis en évidence par Tyler et Sofrin. Arrivé en extrémité, chaque mode donne lieu à un rayonnement à l’extérieur par un processus de diffraction. Le problème est tout à fait modélisable de façon approchée grâce à des méthodes analytiques. Si le conduit est court il devient impossible de parler de modes de propagation dans un guide d’ondes. Il vaut mieux alors concevoir globalement le conduit comme un obstacle diffractant perturbant le rayonnement naturel de la source. Un tel cas ne possède pas de solution analytique et doit être abordé par la voie numérique.”

Dans son étude, Roger [Roger et Jacob, 1992] démontre que le comportement des modes hélicoïdaux en présence d'un écran s'avère très varié. Plus encore que la directivité propre des sources (pilotée par l'inclinaison des aubes du rotor et du stator), le rayonnement va être influencé principalement par les rapports entre la longueur d'onde émise, les dimensions et l'ordre azimutal du mode.

Bruit large bande

Plusieurs mécanismes peuvent être à l'origine d'un bruit large bande associé à un ventilateur [Rozenberg, 2006] :

- Lorsque l'écoulement amont est fortement perturbé, le bruit large bande est dominé par l'impact de la turbulence incidente sur le bord d'attaque des pales ;
- Le champ turbulent au voisinage du bord de fuite dans les couches limites et/ou le sillage génère également du bruit à large bande appelé bruit propre. Tout d'abord, la couche limite turbulente est diffractée à son passage au bord de fuite, générant le bruit de bord de fuite. Ensuite, la formation d'une allée de von-Karman dans le sillage de la pale est un mécanisme plus cohérent qui amène à la possible émergence d'un bruit d'échappement tourbillonnaire.

D'autres phénomènes peuvent engendrer un bruit large bande, comme la présence d'un jeu entre la tête de pale et une éventuelle virole où la structuration d'un tourbillon d'extrémité est une source supplémentaire.

Le rayonnement du bruit large bande peut être représenté par analogie acoustique en considérant les pales comme des distributions de dipôles. Les champs résultant, en basses et moyennes fréquences, sont peu perturbés (dipolaires). C'est fréquemment l'environnement des pales qui perturbe ces champs. Ainsi, dans l'étude menée par Schram en collaboration avec Roger et Moreau [Schram, 2006], il s'agissait de reproduire le champ sonore dû au bruit propre d'un profilé dans son environnement (c'est-à-dire hors de l'hypothèse de champ libre habituellement considérée). Dans le cadre précis de cette étude, l'environnement consistait à prendre en compte dans un essai en chambre anéchoïque, la présence du montage appelé "buse" (composée de plaques solides) maintenant le profil dans la veine d'essai.

Le problème a été abordé en traitant séparément la caractérisation de la source acoustique et la propagation du bruit émis, à l'aide d'une analogie acoustique. La propagation du bruit émis a été réalisée grâce à un logiciel d'éléments de frontières/éléments finis.

Le mécanisme de génération du bruit propre est modélisé, dans un premier temps, par une distribution de dipôles discrets localisés au niveau du bord de fuite et distants d'une longueur égale à la longueur de cohérence spatiale projetée sur la direction de l'envergure. Cette description simplifiée considère que l'interaction du profil avec le champ de vorticité est concentrée sur le bord de fuite. Un modèle plus sophistiqué, développé par Amiet et étendu par Roger et Moreau [Roger, 2006], prédit la distribution de saut de pression induite le long de la corde et permet donc de prendre en compte l'effet de non-compacité suivant la corde.

Sur la figure 1.11, Schram [Schram, 2006] illustre la distribution dipolaire obtenue par intégration du saut de pression pour une fréquence de 1kHz ($kc=2.5$). Cette distribution dipolaire est ensuite introduite dans le logiciel d'éléments de frontière le long de la corde, dans le plan horizontal médian de la buse. Les figures qui suivent, permettent de comparer les directivités obtenues en plaçant un dipôle unique au bord de fuite et en utilisant la distribution dipolaire basée sur la théorie d'Amiet, en champ libre d'abord.

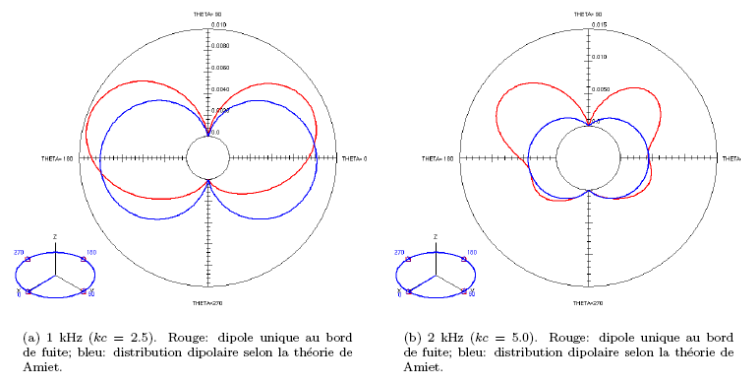


FIG. 1.11 – Comparaison entre la directivité obtenue pour un dipôle unique au bord de fuite et pour la distribution de Amiet en champ libre, figure issue de [Schram, 2006]

Les directivités diffèrent entre les deux modèles de source, cette différence s'accroissant avec la fréquence.

Les auteurs ont alors implémenté les calculs en prenant en compte l'environnement du bord de fuite (voir figure 1.12).

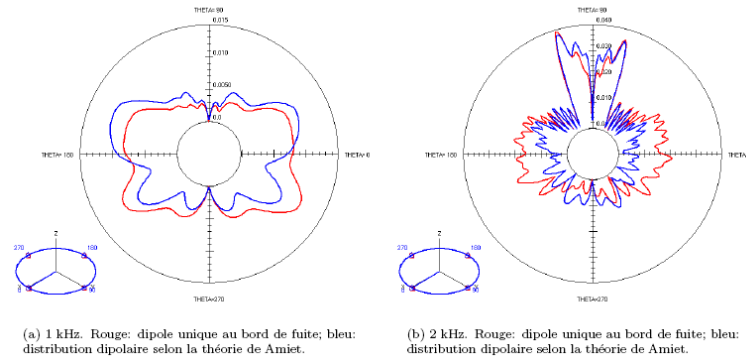


FIG. 1.12 – Comparaison entre la directivité obtenue par un dipôle unique au bord de fuite et par la distribution de Amiet en présence de la buse, figure issue de [Schram, 2006]

La comparaison des diagrammes de rayonnement des figures 1.11 et 1.12 confirme qu’une grande partie de la “complexité” de la directivité vient de l’environnement du bord de fuite.

Le champ rayonné par un ventilateur axial en régime subsonique peut se décomposer en contributions tonales apparaissant à la fréquence de passage de pales et ses harmoniques et en bruit large bande. Pour ces deux composantes le rayonnement peut s’assimiler à un ensemble de dipôles distribués sur les pales. Les simulations numériques pour obtenir le champ rayonné par un ventilateur demeurent des procédures très lourdes en terme de temps de calcul. Des études récentes tendent à montrer que c’est principalement l’environnement des ventilateurs qui va venir perturber et complexifier ce rayonnement (conduit court ou baffle par exemple).

1.1.4 Bilan sur l’état de l’art des sources ferroviaires

L’ensemble des sources acoustiques d’un train a été présenté. Les principales sources pour des vitesses de circulation classiques ($\leq 250\text{km/h}$) sont le

roulement et les auxiliaires de traction. Le modèle physique du bruit de roulement présenté ici est à la base d'un logiciel de prédiction de ce bruit appelé TWINS. Etant donné l'importance de cette contribution dans le bruit au passage, la caractérisation de sa source équivalente fait l'objet d'un chapitre entier, que ce soit par des mesures ou en utilisant TWINS.

Les sorties de conduit et les ventilateurs sont les deux types de rayonnement caractéristiques des auxiliaires de traction dont les contributions vont être importantes à faibles vitesses. Les conduits longs sont des filtres passe-bas : seuls les modes à géométrie simple vont pouvoir se propager et rayonner à leur sortie. Au vu des dimensions et des fréquences en jeu pour les auxiliaires de traction ferroviaires (rayonnant en-dessous de 1000Hz), les conduits longs vont rayonner comme des monopôles. Les ventilateurs sont caractérisés par un rayonnement composé de fortes émergences tonales pilotées par la fréquence de passage de pales et ses harmoniques, et un bruit large bande causé en particulier par la perturbation des fluctuations turbulentes. On peut assimiler assez raisonnablement le ventilateur à un ensemble de dipôles, en gardant à l'esprit que l'environnement du ventilateur, son carénage, va fortement perturber le champ rayonné. Les modèles développés pour ces sources typiques vont nous guider dans l'exploitation de mesure in situ.

1.2 Méthodes de caractérisation expérimentales des sources de bruit dans le domaine ferroviaire

Dans le cadre des spécifications techniques d'interopérabilité (visant à standardiser la circulation de matériels roulants sur les différents réseaux européens), des techniques de mesures d'émission acoustique des différents matériels roulants sont définies par des normes. Une même norme régit les mesures à poste fixe ou au passage : la norme ISO 3095. Celle-ci spécifie les conditions de mesures permettant d'obtenir des résultats reproductibles et comparables en terme de spectres et de niveaux du bruit émis par n'importe quel matériel ferroviaire.

1.2.1 Méthodes de caractérisation à poste fixe

Mesure de spectres et de niveaux sonores

Le protocole ISO 3095 préconise un ensemble de microphones distants de 7,5m de la voie, entourant si possible le véhicule (la motrice). Les microphones doivent être espacés les uns des autres de 3 à 5m et placés à une hauteur de 1,2m. Si des sources importantes sont présentes en toiture, une deuxième hauteur de microphone est préconisée à 3,5m d'altitude.

Tous les auxiliaires pouvant fonctionner lorsque le train est à l'arrêt, doivent être en fonctionnement durant l'essai. Plusieurs régimes de ventilateurs ou de moteur peuvent être caractérisés, en prenant soin de séparer les phases d'accélération de régime des phases à régime constant.

Les hauteurs de sources sont identifiées par la position physique des sources ou par des mesures supplémentaires.

Mesures des directivités

Au cours du projet Harmonoise ¹, Zhang a repertorié les méthodes de caractérisation de la directivité des sources, cf [Zhang et Jonasson, 2006] :

- pour une source que l'on peut entourer complètement par un réseau de microphones, ce sont des mesures hémisphériques qui sont préconisées, réalisées selon la norme ISO 3744 portant sur la caractérisation de la puissance d'une source à partir de la mesure du champ de pression émis ;
- pour des sources non enveloppables (étendues), l'intensimétrie sur la source au passage est préconisée et réalisée selon la norme ISO 9674 - 2 :
- la directivité verticale est déterminée à l'aide de microphones placés à différentes hauteurs,
- la directivité horizontale à l'aide des mesures au passage.

Ces méthodes de caractérisation des directivités supposent que la distance source/récepteur assure la validité du modèle de source ponctuelle et que l'on connaisse la position de la source équivalente ponctuelle.

¹Harmonoise est un projet européen portant sur l'estimation du bruit propagé en champ lointain par les transports terrestres. Dans le cadre de ce projet, des méthodes de calcul de la propagation du bruit en champ lointain sont développées

1.2.2 Méthodes de caractérisation pour un train en mouvement

Mesure de spectre et de niveau global

Dans le cas d'un véhicule au passage, à vitesse constante, la norme ISO 3095 préconise l'utilisation de deux microphones à 7,5m du droit de la voie, placés à des hauteurs de 1,2m et 3,5m au-dessus de la surface supérieure des rails. Les signaux enregistrés par ces microphones permettent de calculer la signature du passage (évolution du niveau de pression exprimé en dB au cours du temps) et le niveau de pression équivalent temps de passage pondéré A $L_{pAeq,Tp}$, voir annexe D.

Mesures et traitements d'antennes

L'antennerie acoustique est un système de mesure mettant en jeu un ensemble de microphones disposés suivant une géométrie donnée, et dont les signaux de sortie sont acquis simultanément. Le traitement d'antenne consiste à effectuer un filtrage spatial des signaux reçus sur les capteurs afin de séparer au mieux les différentes composantes du champ sonore.

On dispose de la mesure synchrone des signaux de pression sur les N capteurs de l'antenne acoustique. Il s'agit alors d'introduire un modèle de propagation acoustique entre les points du milieu de propagation où la/les sources sont recherchées et chacun des N capteurs de l'antenne. Ce modèle de propagation est appelé signal réplique (ou opérateur de propagation). La comparaison des signaux mesurés et des signaux répliques créés pour chaque point du milieu de propagation permet d'identifier les sources acoustiques émettant dans le milieu. Il s'agit de définir cette notion de comparaison et de la formaliser mathématiquement : c'est le traitement d'antenne.

Notons le signal reçu par le capteur n :

$$x_n(t) = \sum_{p=1}^P (h_{np} * g_p)(t) + b_n(t) \quad (1.29)$$

$g_p(t)$ étant la pression émise par la source p au temps t et $h_{np}(t)$ la réponse impulsionnelle entre la source p et le capteur n.

Dans le domaine fréquentiel :

$$X_n(f) = \sum_{p=1}^P H_n(f) G_p(f) + B_n(f) \quad (1.30)$$

Les signaux d'antenne étant généralement aléatoires, on préfère travailler sur les grandeurs statistiques les caractérisant. On introduit ainsi la fonction d'intercorrélation :

$$C_{x_n x_m}(\tau) = E \{x_n(t) x_m(t - \tau)\} \quad (1.31)$$

où E est la fonction moyenne. La fonction interspectrale ou de covariance s'écrit :

$$S_{x_n x_m}(f) = TF(C_{x_n x_m}(\tau)) = E \{X_n(f) X_m^*(f)\} \quad (1.32)$$

Le bruit étant supposé indépendant des signaux d'antenne, on peut écrire :

$$S_{x_n x_m}(f) = \sum_{p=1}^P \sum_{q=1}^P H_{np}(f) S_{g_p g_q} H_{mq}^*(f) + S_{b_n b_m}(f) \quad (1.33)$$

soit matriciellement :

$$\underline{\underline{S_x}}(f) = \underline{\underline{H}}(f) \underline{\underline{S_G}}(f) \underline{\underline{H}}^+(f) + \underline{\underline{S_b}}(f) \quad (1.34)$$

“+” désignant le transposé conjugué.

Le terme

$$\underline{\underline{S_y}}(f) = \underline{\underline{H}}(f) \underline{\underline{S_G}}(f) \underline{\underline{H}}^+(f)$$

correspond à l'information utile alors que $\underline{\underline{S_x}}(f)$ est l'information disponible.

Soit M un point quelconque du milieu de propagation et $F_n(M, f)$ les n signaux répliques modélisant la propagation entre M et chaque capteur :

$$\underline{F}(M, f) = [F_1(M, f) \dots F_N(M, f)]^t \quad (1.35)$$

est appelé vecteur réplique ou vecteur direction.

Les signaux répliques et les signaux des capteurs sont comparés par l'intermédiaire de la matrice $\underline{\underline{S_x}}(f)$ et du vecteur réplique $\underline{F}$ à l'aide d'une fonction γ :

$$\psi(M, f) = \gamma \left(\underline{\underline{S_x}}(f), \underline{F}(M, f) \right) \quad (1.36)$$

ψ est la puissance en sortie d'antenne qui peut représenter une quantité physique suivant la fonction γ choisie. Le choix de γ détermine la méthode de traitement d'antenne.

Deux modèles de vecteurs répliques sont couramment utilisés : un modèle de

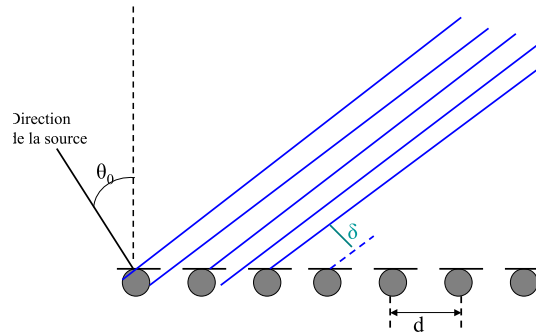
propagation en ondes planes et un modèle de propagation en ondes sphériques. Les positions des sources s'obtiennent en cherchant les arguments de $\underline{F}$ correspondant aux maxima de la puissance en sortie d'antenne (obtenus en résolvant un problème d'optimisation).

Formation de voies

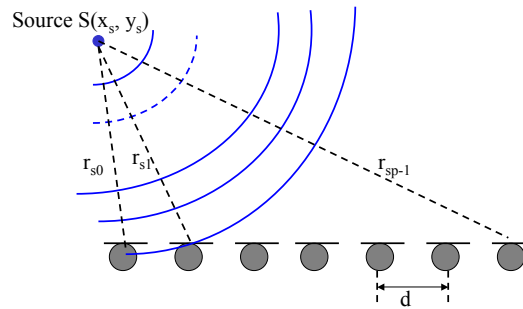
L'hypothèse de la formation de voies est de chercher $\gamma(\underline{S}_x, \underline{F})$ comme une application linéaire de $\underline{S}_x$ à $\underline{F}$ fixé, cf [Elias et Malmey, 1983] :

$$\psi = \underline{F}^* \underline{S}_x \underline{F} \quad (1.37)$$

Lorsqu'on cherche à identifier la direction d'arrivée d'ondes, cet estimateur joue le rôle de remise en phase des signaux d'antenne.



(a) Onde plane



(b) Onde sphérique

FIG. 1.13 – Schéma d'une antenne linéaire et d'une onde plane ou sphérique impactante

Dans le cas d'une seule onde plane impactant sur l'antenne, figure 1.13 (a), on peut écrire le vecteur réplique en fonction de l'angle permettant de parcourir

le milieu de propagation θ , de la distance inter-capteur d et de la fréquence de la source recherchée f sous la forme suivante :

$$\underline{F}(f) = [1 \ e^{2j\pi u(\theta)} \ \dots \ e^{2j\pi(N-1)u(\theta)}]^t \quad (1.38)$$

avec :

$$u(\theta) = \frac{d(\sin(\theta) - \sin(\theta_0))f}{c} \quad (1.39)$$

où c est la célérité de l'onde dans le milieu considéré, l'air dans notre cas.

Pour le cas d'une onde sphérique impactante, figure 1.13 (b), le vecteur réplique va, en plus des retards de phases, compenser l'atténuation géométrique d'un capteur à l'autre.

Un traitement par formation de voies permet d'utiliser l'antenne comme un filtre spatial, de focaliser l'antenne dans une direction privilégiée pour conclure sur la présence ou non d'un signal en provenance de cette direction. La réponse spatiale d'une antenne va dépendre du nombre de microphones, de la distance entre les microphones et de la fréquence de la source. Pour éviter un recouvrement spatial (théorème de Shannon spatial), les paramètres d'antenne par rapport à la fréquence de la source doivent vérifier :

$$d \leq \frac{\lambda_{min}}{2} \quad (1.40)$$

Les paramètres géométriques de l'antenne vont permettre de définir, pour une fréquence donnée de la source, les dimensions (demi-axes) de la tâche de focalisation qui détermine la capacité de l'antenne à dissocier deux sources proches. Cette sensibilité va dépendre de l'angle de focalisation et de la fréquence des sources. Plus les fréquences sont basses, plus l'angle de focalisation est important (source loin du droit de l'antenne), plus la tâche de focalisation croît. D'autres éléments que la source recherchée peuvent alors entrer en jeu dans le niveau acoustique reconstruit.

Source en mouvement : s'affranchir de l'effet Doppler

Pour des sources animées d'un mouvement durant la mesure, les signaux reçus vont être perturbés par les variations en fréquence et en amplitude provoquées par l'effet Doppler au cours du passage. Pour éviter des effets parasites lors de l'exploitation, il faut que le point focal soit animé du même mouvement que la source lors du balayage du plan, cf [Barsikow, 1988]. Il faut donc, à chaque pas de temps, ajuster le vecteur réplique.

La formation de voies et l'obtention des directivités

Dans [Poisson et Valière, 1996], une exploitation de mesures d'antenne en deux étapes permet de localiser la source mais aussi d'obtenir le diagramme de directivité de celle-ci. Dans un premier temps, la mise en oeuvre d'une méthode de formation de voies, en s'affranchissant de l'effet Doppler dans le domaine temporel, permet de remonter à l'information de localisation de la source. Dans un deuxième temps, le diagramme temps-fréquence des signaux de l'antenne qui correspond aux niveaux de pression au point de focalisation, est tracé pour chaque fréquence. Un algorithme permet alors de suivre le niveau maximum le long de la courbe de modulation. L'axe de temps est ensuite converti en angle d'observation dans le référentiel de la source. Le diagramme de directivité de cette source est ainsi obtenu.

Méthodes adaptatives ou haute résolution

Les méthodes adaptatives utilisent certaines propriétés de décomposition de la matrice $\underline{S}_x$. Ces méthodes utilisent les éléments propres de $\underline{S}_x$, c'est-à-dire ses vecteurs propres et valeurs propres pour construire l'estimateur γ .

Lors de traitement d'antenne par des méthodes adaptatives, on considère que l'espace des signaux des capteurs est composé de deux sous-espaces : le sous-espace signal (provenant de la source) et le sous-espace bruit, et que ces deux sous-espaces sont orthogonaux entre eux, cf [Bouri et Bourennane, 2003]. Le principe des méthodes haute résolution est de tester l'appartenance du vecteur réplique $\underline{F}$ au sous-espace signal ou plutôt de tester l'orthogonalité de $\underline{F}$ au sous-espace bruit.

Les éléments propres de la matrice $\underline{S}_x$ doivent permettre de séparer ces deux sous-espaces en considérant que les valeurs propres les plus importantes correspondent à l'espace signal. L'évaluation du nombre de sources présentes (donc du nombre de valeurs propres appartenant à l'espace signal) est une étape délicate des méthodes HR. Si cette difficulté peut être surmontée, les méthodes HR offrent une résolution spatiale beaucoup plus grande que le traitement par formation de voies.

Si la source est en mouvement, deux approches peuvent être employées :

- si la vitesse de la source est réduite, on peut considérer une position moyenne de la source dans chaque intervalle du signal ;
- sinon, des techniques de suivi de source (tracking) peuvent aussi être implémentées à l'aide de l'algorithme de Kalman.

Traitement d'antenne pour une source large bande

Il existe deux possibilités d'aborder le problème de localisation d'une source large bande :

- le spectre est relativement plat : on peut emprunter une approche multi-bandes étroites ou de sommation incohérente : cette méthode consiste à considérer la bande spectrale des signaux reçus sur l'antenne comme la juxtaposition de bandes étroites supposées statistiquement indépendantes. Pour chacune des fréquences de la bande spectrale des signaux, une matrice $\underline{\underline{S_x}}$ est estimée. Chacune de ces matrices est alors utilisée indépendamment par une méthode de traitement d'antenne. Les puissances obtenues sont alors moyennées, arithmétiquement ou géométriquement.
- toutes les fréquences n'ont pas subi les mêmes modifications : il faut alors concentrer toute l'énergie d'une bande autour d'une fréquence f_0 appelée fréquence de focalisation, ce qui autorise alors un traitement bande étroite à cette fréquence. Différentes variantes existent concernant la réalisation de cette focalisation fréquentielle cf [Bouri et Bourennane, 2003].

Dans le cadre ferroviaire, les méthodes haute résolution n'ont jamais pu être menées à bien : les valeurs propres de la matrice interspectrale ne permettent pas de séparer le sous-espace signal et le sous-espace bruit, voir [Poisson, 1996]. Les mesures d'antenne, le plus souvent réalisées avec une antenne en étoile composée de 60 microphones, sont donc exploitées par formation de voies, en ayant pris soin auparavant de s'affranchir de l'effet Doppler.

1.3 Méthodes de synthèse - Outils de synthèse

Les méthodes de synthèse sonore peuvent être regroupées en quelques grandes familles, en fonction des traitements qu'elles utilisent pour produire le signal temporel final. Une grande partie de ces méthodes de synthèse et leurs applications essentiellement dans le domaine musical sont présentées dans l'ouvrage de Roads [Roads, 1998]. La méthode la plus intuitive est la synthèse additive. Celle-ci a pour base théorique qu'il est toujours possible d'approcher de près toute forme d'onde complexe en additionnant des formes d'ondes élémentaires. Le facteur de phase joue un rôle prépondérant, particulièrement dans les procédures de resynthèse additive pour lesquelles ce facteur va influencer sur l'ordre d'apparition de certains sons mais aussi sur leurs "grains" ou sur

la perception des attaques. Cette méthode de synthèse est présentée dans le chapitre 2 avec l'exemple du vocodeur de phase qui utilise comme outil de synthèse la transformée de Fourier Court Terme.

1.3.1 Outils développés à la SNCF

Différents outils de simulation sonore de passage ont été développés dans le cadre ferroviaire à la SNCF. Deux outils ont retenu notre attention. Le premier est le logiciel MAT2S, développé dans le cadre d'une collaboration franco-allemande Deufrako K2 [Gautier et al., 1999], afin de calculer le niveau de bruit produit par un passage de train. Cet outil se base sur un principe de sommation énergétique, à chaque instant, des contributions des différentes sources acoustiques présentes sur le train. Celles-ci sont supposées ponctuelles et définies par leurs niveaux, leurs spectres en tiers d'octave et leur directivité.

Trois étapes peuvent être distinguées lors d'une simulation sous MAT2S :

- la définition du train comme un ensemble de sources acoustiques ;
- la définition des conditions environnementales et intrinsèques au passage pour la simulation ;
- la présentation des résultats.

Dans le cadre du projet franco-allemand Deufrako K2, la source équivalente correspondant au bruit de roulement est issue de simulations menées grâce au logiciel TWINS [Thompson, 1990]. Les sources aérodynamiques équivalentes proviennent de mesures. Deux régions sont caractéristiques des sources aérodynamiques : la région bogie et la région pantographe et sa baignoire.

Une fois l'ensemble de ces sources caractérisé, le train est défini comme un ensemble de sources ponctuelles. Il faut noter que l'effet de l'encombrement et de l'environnement des sources n'est pas pris en compte : aucun calcul d'effet d'écran ou de diffraction n'est réalisé. Si l'on suppose les sources caractérisées par des méthodes d'antennerie en bord de voie, ces effets sont déjà pris en compte dans la définition même de la source ponctuelle.

Le calcul de la signature d'un passage de train sous MAT2S est basé sur un principe de sommation énergétique de l'ensemble des passages des différentes sources. Cette sommation se fait dans le domaine fréquentiel (sommation des densités spectrales de puissance), pour différents instants au cours du passage.

Les calculs se font en un ou plusieurs récepteurs.

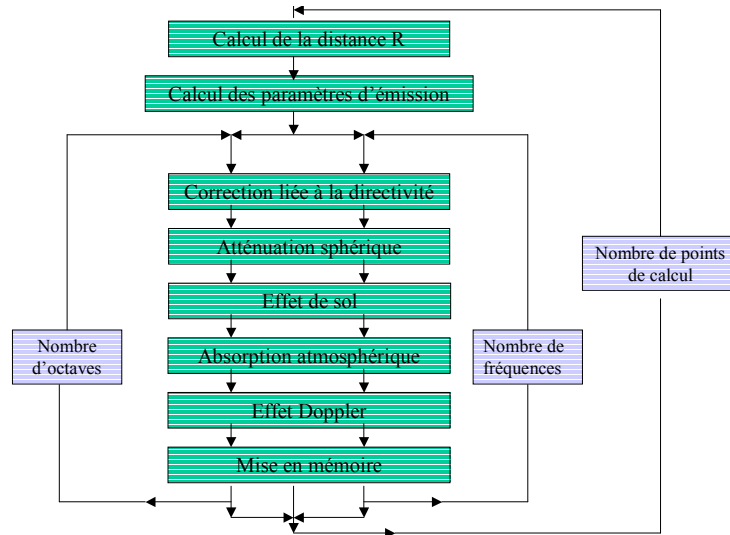


FIG. 1.14 – Algorithme de calcul pour un point-source dans le logiciel MAT2S

L'utilisation du logiciel MAT2S implique de représenter le train comme un ensemble de sources acoustiques ponctuelles devant être définies. L'absorption atmosphérique (figure 1.14) est estimée à partir des données de température, d'humidité et de pression atmosphérique. Les réflexions sur le sol peuvent aussi être prises en compte, la nature du sol étant définie par son impédance. MAT2S est utilisé principalement lors d'études paramétriques visant à calculer l'impact de modifications de certaines sources acoustiques sur le bruit global au passage (prise en compte d'absorbeurs sur les voies qui atténuent le bruit de roulement par exemple). Il faut noter que ce logiciel n'a pas été implémenté pour prendre en compte une évolution temporelle autre que l'effet de passage (modification des sources ou/et de la vitesse au cours du temps de passage) et que l'ensemble des calculs est réalisé dans le domaine fréquentiel.

Un deuxième outil de simulation de passage a été développé dans le projet dénommé C134 [Coste, 2000]. Ce logiciel est basé sur une méthode de synthèse additive et considère le signal reçu en 1 point récepteur comme la somme des contributions de toutes les sources acoustiques sur un train, chacune d'elles étant décomposée comme une somme de sinusoides.

Dans ce logiciel, le train est modélisé comme un ensemble de sources acoustiques équivalentes ponctuelles. Chaque source équivalente est définie par :

- sa ou ses position(s) sur le train ;
- des niveaux en dB pour certaines fréquences pures ;
- des niveaux en dB pour certaines bandes de tiers d’octave ;
- une directivité horizontale ;
- une directivité verticale.

Le niveau de chaque tiers d’octave est réparti sur une somme de sinusoides espacées d’un pas défini par l’utilisateur, ce pas étant fixe ou perturbé aléatoirement autour de la fréquence d’origine. L’utilisation d’un pas fréquentiel aléatoire permet d’éviter les phénomènes d’interférences qui se traduisent par des battements au niveau des échantillons sonores. La phase de chaque sinusoides, lors d’une simulation de passage, est choisie aléatoirement.

Les caractéristiques des sources alimentant ce logiciel sont issues soit de modèles soit de mesures. Chaque source physique est représentée par une ou plusieurs sources équivalentes, comme décrit ci-après pour un TGV :

- 1 source bruit de roulement issue du logiciel TWINS ;
- 1 source aérodynamique au niveau de la zone du 1^{er} bogie ;
- 1 source aérodynamique au niveau de la zone du 2^{eme} bogie ;
- 1 source aérodynamique au niveau des autres zones bogies ;
- une source aérodynamique pour la cavité pantographe avant et une pour l’arrière légèrement différente en niveau issues d’analyse d’essais ;
- 3 sources pour le pantographe levé : une pour la base, une pour le genou et une pour la tête, issues de modélisations réalisées par la DB-AG ;
- une source pour le ventilateur avant et une légèrement différente en niveau pour l’arrière, issues de mesures à poste fixe.

Le logiciel C134 permet de prendre en compte l’effet de sol selon un modèle de sources images utilisant des impédances de sol définies selon les modèles de Delany-Bazley [Delany et Bazley, 1970] ou Attenborough [Attenborough, 1982].

L’étude particulière d’une simulation d’un passage de TGV à 300km/h permet d’établir de grandes tendances liées à la méthode de synthèse choisie. Certaines sources, comme le bruit de roulement, sont positionnées en plusieurs endroits sur le train et à la même hauteur. Dans ce cas, deux stratégies de calcul sont testées :

- soit leur contribution n’est pas recalculée pour chaque position et un décalage temporel est introduit pour simuler plusieurs passages de la même source. Ce processus permet un gain de temps de calcul mais

les phases sont les mêmes pour toutes les sources (les sources sont cohérentes) ;

- soit leur contribution est recalculée pour chaque localisation et dans ce cas les phases initiales sont différentes pour la même source en différentes positions. De plus, dans le cas du pas en fréquence aléatoire, les fréquences seront différentes (les sources sont incohérentes).

Suivant les cas, le nombre de sinusoïdes utilisées pour modéliser une source varie de 9 (source basse du pantographe, pas en fréquence de 30Hz, cohérente) à 14170 (source du bruit de roulement, pas en fréquence de 10Hz, incohérent). La restitution sonore correspond soit à un format monoral soit à un B-format (cf annexe E), ce dernier permettant, a posteriori, d'obtenir des signaux dans n'importe quel type de format de restitution (binaural, transaural...). Ce format-B nécessite de simuler l'équivalent des 4 voies d'acquisition (la voie mono et 3 voies cardioïdes).

Une première étude [Coste et Lambourg, 2002] permet de tester l'influence de paramètres de simulation sur le rendu sonore des résultats : pas fréquentiel aléatoire ou non, sources identiques réparties à différentes localisations (comme le bruit de roulement) cohérentes ou incohérentes, pas fréquentiel de 10Hz ou de 30Hz, effet de sol pris en compte ou non. Les remarques les plus pertinentes sont résumées ci-après :

- le choix d'un pas aléatoire apporte plus de réalisme, surtout dans la phase d'approche et ceci indépendamment des autres paramètres ;
- l'incohérence des sources identiques réparties améliore la restitution ;
- la restitution binaurale apporte beaucoup de réalisme à la simulation, quel que soit le pas fréquentiel ;
- le cas de simulation donnant le rendu sonore le plus réaliste correspond aux paramètres suivants : pas aléatoire, sources incohérentes avec effet de sol et écoute binaurale. Le calcul avec un pas fréquentiel de 10Hz n'apporte pas d'amélioration significative au rendu sonore par rapport au calcul avec un pas de 30Hz mais accroît significativement les temps de calcul (10h58 contre 3h37).

Suite à cette étude, des comparaisons ont été menées entre des échantillons sonores issus de simulations et ceux provenant d'enregistrements au passage. De grandes tendances se dessinent :

- le signal synthétisé est plus “pauvre” que le signal enregistré, ce qui voudrait dire que des sources importantes ne sont pas prises en compte dans le calcul ;
- la phase d’approche est courte dans la synthèse, ce qui pourrait être dû au manque de précision des modèles de directivités, notamment dans la direction longitudinale au train ;
- la phase d’éloignement est encore plus courte que la phase d’approche et ceci également à cause des modèles de directivité qui ne sont pas satisfaisants.

En résumé, la méthode de synthèse additive paraît pertinente pour la production d’échantillons sonores. Il faut cependant noter que les temps de calculs sont trop importants pour une utilisation industrielle, notamment lors d’études paramétriques. Par ailleurs, les auteurs [Coste et Lambourg, 2002] notent que les modèles de sources utilisés ne sont pas suffisamment précis : des modèles de directivité, susceptibles d’évoluer en fonction de la fréquence, doivent être établis.

1.4 Bilan

Dans ce chapitre, nous avons présenté un ensemble d’éléments s’articulant autour de la problématique du train en tant que source de bruit.

Acoustiquement, le train est un ensemble de sources :

- le roulement, source dominante pour la plupart des vitesses de circulation, à large étendue spectrale ;
- les auxiliaires de traction dont les rayonnement sonores, importants à faible vitesse, sont le plus souvent assimilables à ceux de sorties de conduit ou de ventilateurs carrénés ;
- les sources aérodynamiques qui ne sont pas étudiées ici car elles ne sont pas caractéristiques aux vitesses qui nous intéressent.

Pour chacune de ces sources, des modèles analytiques et numériques existent. Ainsi, le bruit de roulement peut être caractérisé à l’aide du logiciel TWINS (cf chapitre 4) ; les conduits longs agissent comme des filtres passe-bas et le rayonnement à leurs sorties, en regard des dimensions et fréquences en jeu pour les auxiliaires de traction, est monopolaire ; on sait du rayonnement d’un ventilateur qu’il est caractérisé par de fortes composantes tonales à la fréquence de passage de pales et ses harmoniques, qu’il est assimilable à un dipôle en champ libre en basses fréquences et que son rayonnement peut être

fortement perturbé par le carénage du ventilateur.

En complément de ces modèles, de nombreux outils de mesures peuvent être utilisés pour caractériser ces sources embarquées, en condition d'opération. La norme ISO 3095, développée dans le cadre des spécifications techniques d'interopérabilité, préconise des techniques permettant de caractériser le bruit global à l'arrêt ou au passage du train. La caractérisation des sources est, quant à elle, généralement réalisée à l'aide de mesures d'antenne exploitées par formation de voies.

En utilisant l'ensemble de ces modèles ou mesures de sources, des outils permettent de simuler le bruit produit par un passage de train. Les techniques de synthèse employées par ces outils conduisent à des temps de calcul trop importants pour un usage en situation réelle. Leurs utilisations ont cependant permis de mettre en lumière que la définition des sources devait être améliorée si l'on souhaite produire des échantillons sonores. Il est en particulier nécessaire de caractériser leurs directivités.

En conclusion de ce chapitre, un modèle global de bruit de train au passage va nécessiter :

- de mettre au point une méthode de synthèse appropriée à la production d'échantillons sonores et assurant des temps de calcul réduits (de l'ordre de quelques minutes) ;
- d'améliorer la caractérisation des sources, en utilisant de nouvelles méthodes expérimentales, dont l'exploitation pourra être soutenue par les modèles physiques ou numériques existant.

Chapitre 2

Conception de l'outil de synthèse VAMPPASS

Sommaire

2.1	Objectifs de l'outil de synthèse et modèle de source	60
2.1.1	Modèle de sources équivalentes	60
2.2	Méthode de synthèse	61
2.2.1	Méthode additive - Vocodeur de phase	61
2.2.2	Application à l'outil VAMPPASS	63
2.3	Entrées du logiciel	72
2.3.1	Sources acoustiques	72
2.3.2	Scénario de passage - Loi d'évolution des sources . .	72
2.4	Bilan	73

Ce chapitre s'articule autour de la conception de VAMPPASS. Dans un premier temps, nous allons justifier du modèle de source ponctuelle pour représenter les sources physiques. Puis, le vocodeur de phase, méthode de synthèse implémentée dans VAMPPASS, est détaillé et son utilisation dans le cadre de notre étude est validée. Le dernier paragraphe porte sur la prise en compte de l'évolution temporelle des sources, outre l'effet de passage.

2.1 Objectifs de l'outil de synthèse et modèle de source

2.1.1 Modèle de sources équivalentes

La principale utilisation de VAMPPASS est de tester l'impact d'optimisations acoustiques apportées aux sources physiques sur le bruit global du passage. Il est donc nécessaire d'avoir des sources équivalentes pour lesquelles une modification de la source physique est facilement implémentable. Dans les configurations de passage étudiées, le récepteur est en champ proche des sources, étant donné le rapport entre dimensions des sources (environ 2m) et distance à la voie (7,5m). S'offrent deux options de modélisation de telles sources :

- la source est décrite par le champ de vitesses vibratoires et de pression sur l'ensemble de sa surface. La donnée de la surface permet de connaître l'ensemble du champ de pression dans le milieu extérieur à l'aide de la représentation de Green :

$$P(r) = \int_{\partial\Omega} (p\partial_n G(r) - i\omega_0 v G(r)) \quad (2.1)$$

où $\partial\Omega$ est la surface vibrante, v est le champ de vitesses connu sur $\partial\Omega$, p le champ de pression sur $\partial\Omega$ et $G(s, r)$ la fonction de Green entre la source et le récepteur r ;

- la source étendue est décrite comme un ensemble de sources ponctuelles équivalentes. Celles-ci peuvent être des sources à rayonnement complexe (multipôles) que l'on peut alors décrire à l'aide d'une projection sur une base d'harmoniques sphériques. Certaines méthodes, comme la MST (Monopole Substitution Technique), cf [Leclère, 2006], décrivent la source étendue avec un grand nombre de monopôles. Il s'agit alors de calculer l'intensité émise par chaque monopôle.

La représentation de Green peut se ramener à une représentation en sources ponctuelles équivalentes si l'on discrétise la surface dans l'équation de Green. En général, on considère qu'une description en sources ponctuelles équivalentes est suffisante si l'on s'intéresse à un problème de calcul de pollution sonore dans l'environnement de la source. La représentation de Green est préférée lorsqu'il s'agit de cerner les phénomènes vibratoires et vibro-acoustiques à l'origine de l'émission [Filippi et al., 1988].

Dans le cas présent, la représentation en sources ponctuelles équivalentes semble être la plus appropriée pour être utilisée dans un logiciel de simulation sonore de bruit de passage : elle permet en effet de dessiner le véhicule comme un ensemble de sources facilement “maniables” et de prendre en compte l'effet Doppler et l'effet de sol plus facilement (ces deux phénomènes et leurs implémentations seront présentés au paragraphe 2.2.2). Cependant, si l'on travaille sur la réduction de bruit à la source, il est nécessaire de connaître les phénomènes vibratoires à l'origine des émissions acoustiques de chaque source physique, sans aller jusqu'à une représentation de Green à proprement parler pour définir la source.

Une représentation en sources ponctuelles équivalentes est donc adoptée.

2.2 Méthode de synthèse

Comme cela a été présenté au paragraphe 1.3, la synthèse additive est la méthode la plus intuitive pour construire des échantillons sonores. Les outils développés à la SNCF, paragraphe 1.3.1 et basés sur cette méthode présentent des temps de calcul trop importants pour être utilisés lors d'une étude paramétrique. Il faut donc utiliser, sur la base de la synthèse additive, une technique qui permettra de réduire les temps de calcul. C'est le vocodeur de phase.

2.2.1 Méthode additive - Vocodeur de phase

La synthèse additive propose de représenter un signal complexe comme une somme de contributions simples. En ce sens, la Transformée de Fourier Inverse est une méthode de synthèse additive pour laquelle les contributions élémentaires sont des sinusoïdes définies par leur fréquence, leur niveau, leur

phase et potentiellement un coefficient de directivité.

$$s(t) = ISTF \{S(f)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} S(f) e^{i2\pi ft} df \quad (2.2)$$

$S(f)$ étant le spectre du signal $s(t)$ ou encore le vecteur regroupant l'ensemble des contributions élémentaires. Dans le cas de la Transformée de Fourier Inverse, les contributions élémentaires sont stationnaires dans le temps. Si l'on souhaite désormais faire évoluer ces contributions au cours du temps (comme par exemple, des signaux de sources acoustiques évoluant au cours d'un mouvement), il faut faire appel à une Transformée de Fourier Inverse Court Terme.

La Transformée de Fourier Court Terme (STFT) est une méthode qui permet de traiter le signal en le décomposant en représentations spectrales successives à travers un fenêtrage temporellement défini. Dans la littérature, la Transformée de Fourier Inverse Court Terme est fréquemment utilisée comme la seconde étape d'analyse et de modification d'un signal [Jaillet et Torrèsani, 2004]. C'est le cas du vocodeur de phase [Griffin et Lim, 1984] qui est une technique de modification d'un signal audio utilisant des transformations temps-fréquence. Dans cette technique, une Transformée de Fourier Court Terme est appliquée à un signal temporel fenêtré de façon à obtenir une succession de motifs spectraux avec un effet de bord minimisé. Le signal temporel est découpé en portions (pouvant se chevaucher), chacune d'elles donnant un motif spectral. Le décalage entre deux portions successives est appelé le "hop size". Le signal temporel peut être reconstruit en réalisant une Transformée de Fourier Inverse Court Terme sur chaque motif spectral ; les signaux temporels obtenus sont ensuite sommés en tenant compte du "hop size". Cette opération inverse est appelée "overlap-add".

Connaître les modules des différentes portions dans l'opération d'"overlap-add" n'est pas suffisant. Pour une reconstruction parfaite du signal temporel de départ, l'information de phase est nécessaire. La connaissance de la phase permet, de plus, d'accéder à la "fréquence instantanée" en précisant le déphasage d'un motif spectral à l'autre. Ainsi, deux plans temps-fréquences sont généralement tracés dans l'étape de création des motifs spectraux : le plan des modules et le plan des phases.

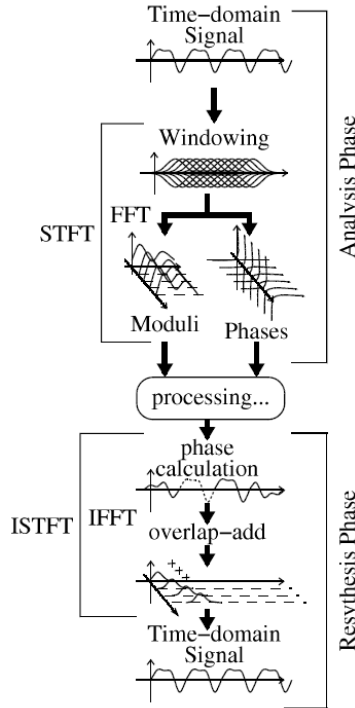


FIG. 2.1 – schéma de principe du vocodeur de phase, extrait de [DeGötzen et al., 2000]

2.2.2 Application à l’outil VAMPPASS

Paramétrage, implémentation et validation de la méthode de synthèse

La méthode de synthèse employée est donc basée sur la construction d’un plan temps-fréquence de chaque source représentant l’ensemble de son passage, plan qui permet d’obtenir le signal temporel à l’aide d’une Transformée de Fourier Inverse Court Terme (notée ISTFT). L’ensemble des plans des différentes sources seront sommés avant l’opération d’ISTFT. La Transformée de Fourier Court Terme (STFT) d’un signal x s’écrit :

$$STFT(x, m, k) = X_m(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n)h(n - mR)e^{-j2\pi kn/N} \quad (2.3)$$

où h est la fenêtre dite d’analyse et R le saut ou “hop size”, c’est-à-dire le décalage temporel entre deux fenêtres d’analyse, k l’index de la fréquence, m l’index de la fenêtre et N le nombre d’échantillons utilisés dans l’algorithme de la transformée de Fourier rapide. La Transformée de Fourier Inverse Court

Terme s'écrit alors :

$$ISTFT(X, m, k) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} g(n - mR) \left[(1/N) \sum_{n=0}^{N-1} X_m(k) e^{+j2\pi kn/N} \right] \quad (2.4)$$

où g est la fenêtre de synthèse illustrée dans la figure 2.2.

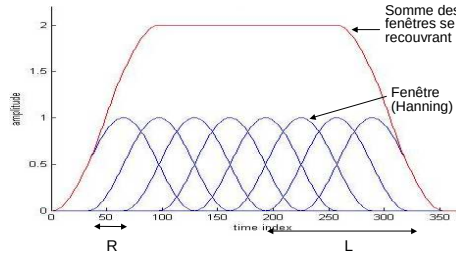


FIG. 2.2 – Illustration des paramètres de la Transformée de Fourier Inverse Court Terme pour un rapport recouvrement(R) / taille de la fenêtre(L) de $1/4$

Les conditions pour obtenir $x = ISTFT(STFT(x))$ correspondant à une reconstruction parfaite du signal sont les suivantes :

- les fenêtres h et g doivent être de sommes égales à une constante et symétriques (les fenêtres de Hanning ou de Hamming satisfont à ces conditions) ;
- R doit être un entier multiple de L , la taille de la fenêtre d'analyse.

On constate sur les figures 2.3, que dès que le rapport R/L n'est pas entier, l'énergie apportée par le processus de fenêtrage et de recouvrement n'est pas constante au cours du temps : il y a alors des “trous” dans le niveau du signal temporel introduits par un artéfact lié à la méthode de synthèse.

La synthèse du signal temporel va dépendre d'un certain nombre de paramètres à définir :

- la fréquence de résolution Δf ;
- la fenêtre de synthèse ;
- le saut de recouvrement R ;
- le plan des phases des signaux, aléatoirement construit puisqu'on ne dispose que de l'information de niveau.

L'ensemble de ces paramètres va influencer sur la qualité du rendu sonore du signal reconstitué et sur les temps de calcul.

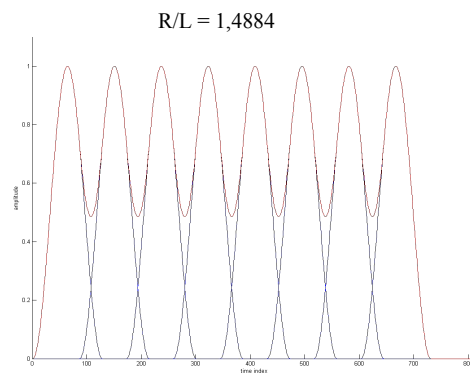
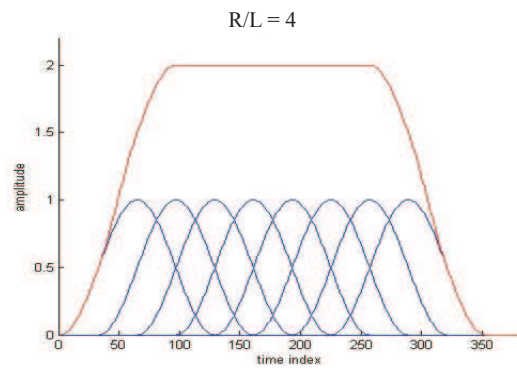
(a) Cas d'un rapport R/L non entier(b) Cas d'un rapport R/L entier

FIG. 2.3 – Illustration des cas de deux figures pour les paramètres de synthèse : R/L entier et R/L non entier

Une étude comparative a été menée pour évaluer le gain de temps apporté par cette méthode de synthèse par rapport à une synthèse additive. Il a été constaté que les temps de calcul étaient :

- dans le cas de la synthèse additive : linéairement dépendants de la résolution fréquentielle Δf et de la longueur du signal ;
- dans le cas de la méthode basée sur l'ISTFT : réduits par l'utilisation de l'algorithme de la FFT, et linéairement croissants avec R et L .

Quelques cas de comparaison sont présentés dans le tableau 2.1 :

Signal	Résolution fréquentielle	Synthèse additive temps de calcul	ISTFT temps de calcul	Paramètres L, R
bruit large bande (22050Hz)	2,6Hz	112,8s	2,1s	8192 , 1024
	”	”	16.5s	8192, 256
bruit large bande (22050Hz)	13,7Hz	28s	4,1s	2048, 256
	”	”	1,22s	2048, 512
	”	”	0,5s	2048, 1024

TAB. 2.1 – Comparaison des temps de calcul pour une méthode de synthèse additive et une méthode utilisant une ISTFT, pour différents paramètres

Le gain en terme de temps de calcul engendré par l'utilisation de l'ISTFT par rapport à une synthèse additive est important, quels que soient les paramètres de synthèse utilisés. La Transformée de Fourier Inverse étant une opération linéaire, sommer les plans temps/fréquence des différentes sources et opérer une unique ISTFT revient à additionner les gains obtenus pour chaque source indépendamment.

La première étape de validation de la méthode de synthèse consiste à entrer un spectre, de synthétiser le signal temporel et d'analyser finalement ce signal par filtrage pour obtenir son contenu fréquentiel par tiers d'octave. Si les spectres d'entrée et de sortie sont identiques, la méthode de synthèse assure la conservation de l'énergie acoustique ainsi que sa répartition fréquentielle. Cette comparaison est menée pour deux types de spectres 1/3 d'octave (deux spectres de bruit de roulement différents).

Les figures 2.4 montrent que la méthode de synthèse utilisant une construction d'un plan temps-fréquence inversé par ISTFT assure la conservation et la répartition de l'énergie acoustique sur l'ensemble du spectre. Par ailleurs, on s'est assuré que le rendu sonore des échantillons obtenus par cette méthode est réaliste (cf échantillons sonores sur le CD en annexe G).

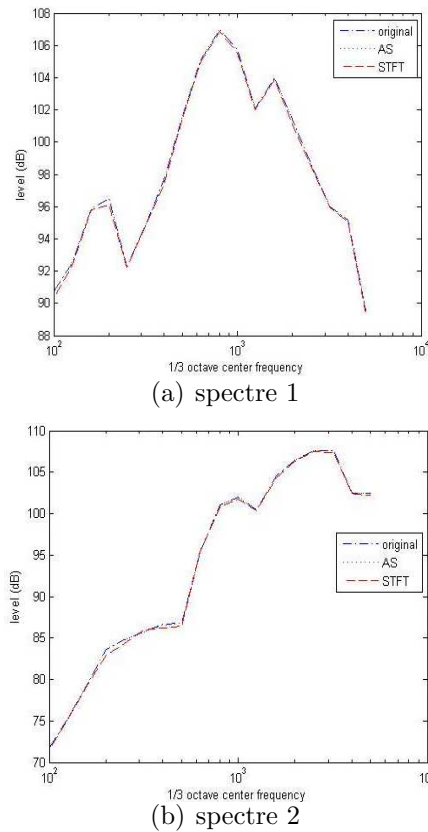


FIG. 2.4 – Spectres en tiers d'octave d'origine et après resynthèse/analyse suivant la méthode de synthèse additive ou la procédure utilisant l'ISTFT

Conservation de la phase : émergences harmoniques et bruit large bande

Dans les articles consacrés au vocodeur de phase [DeGötzen et al., 2000], il est spécifié que l'information de phase est nécessaire pour reconstruire le signal sonore dans le domaine temporel à partir de la donnée temps-fréquence. Or, les mesures effectuées in situ sur les véhicules (cf chapitre 3) fournissent le niveau de pression acoustique, le spectre et la directivité de chaque source, mais en l'absence du signal temporel, aucune information de phase ne peut être calculée. Ces mesures permettent donc de construire le plan temps-fréquence des niveaux de chacune de nos sources alors que, pour notre outil, le parti a été pris de construire aléatoirement le plan temps-fréquence des phases correspondant. Ainsi, les phases ne se conservent pas d'une fenêtre d'analyse à la suivante, dans l'étape de transformée de Fourier Inverse court terme.

D'un point de vue perceptif, il est nécessaire d'assurer la continuité de la phase au cours du passage pour les composantes dites tonales. En effet, les sources

qui vont être considérées sont des sources composées d'un bruit large bande et de fréquences émergentes très énergétiques. C'est l'information de phase de ces fréquences énergétiques qui doit être conservée entre deux fenêtres de synthèse pour qu'elles "sonnent" comme des tonales. Le fait que l'information de phase ne soit pas conservée entre deux fenêtres de synthèse pour le bruit large bande affectera sa sonorité mais ne sera pas critique pour le rendu sonore global de la source.

Il faut donc traiter séparément le bruit large bande et les composantes tonales pour chaque source. Ces dernières seront générées par synthèse additive pour conserver l'information de phase :

$$P_{tonales} = D(\alpha(t)) \sin(\omega.t + \phi) \quad (2.5)$$

$D(\alpha(t))$ étant la directivité de la source, fonction de l'angle entre le récepteur et la source, angle évoluant en fonction du temps ; ω est la pulsation et ϕ la phase de la composante tonale.

Prise en compte de l'effet Doppler

Une fois la méthode de synthèse validée dans des conditions de sources fixes, il faut considérer les modifications engendrées par le mouvement des sources ou leur variation au cours du passage (due à un changement de régime moteur par exemple). L'effet principal relié à la notion de mouvement est l'effet Doppler. Le signal $s(t_e)$ émis par une source est reçu par un récepteur sous la forme :

$$s_{recepteur}(t_R) = A(t_e) s_{metteur}(t_R - R(t_e)/c) \quad (2.6)$$

où

- t_e est le temps d'émission ;
- t_R le temps de réception ;
- $R(t_e)$ est la distance source-récepteur au temps d'émission ;
- et $A(t_e)$ est l'atténuation due à la distance source-récepteur.

L'effet Doppler peut être pris en compte selon deux procédures :

- soit en interpolant le signal temporel synthétisé : si les temps d'émission sont régulièrement échantillonnés, alors les temps de réception ne le seront pas et il faudra interpoler le signal au niveau du récepteur ;
- soit en prenant en compte l'effet Doppler dans le plan temps-fréquence du passage.

C'est cette deuxième option qui est implémentée, en notant que l'effet Doppler se caractérise par une modulation de la fréquence, dépendant de

l'instant de calcul (voir figure 2.5(a)) :

$$\omega(t_e) = \frac{\omega_0}{(1 - M \cos(\theta(t_R)))} \quad (2.7)$$

où ω_0 est la fréquence émise par la source et $\omega(t_e)$ celle reçue par le récepteur à un instant t_e donné. En plus de cette modulation fréquentielle, l'effet Doppler introduit aussi une atténuation du signal, s'ajoutant à l'atténuation en $1/R(t_e)$, pour une source monopolaire (voir figure 2.5(b)) :

$$A_{Dop}(t_R) = \frac{1}{(1 - M \cos(\theta(t_R)))^2 \cdot \text{sign}(1 - M \cos(\theta(t_R)))} \quad (2.8)$$

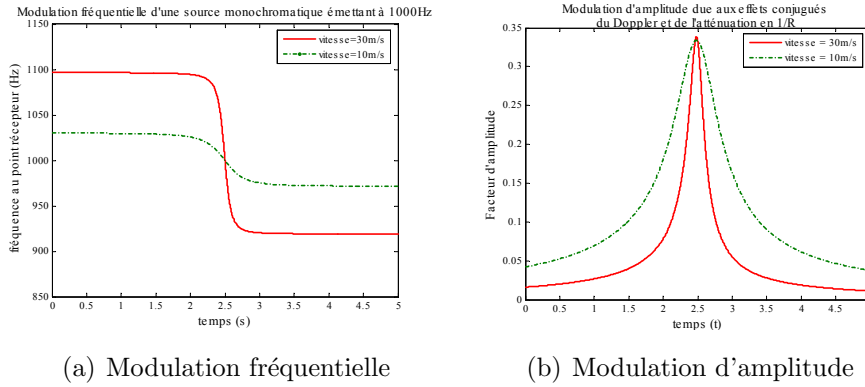


FIG. 2.5 – Modulations en fréquence et en amplitude dues à l'effet Doppler pour une source monochromatique émettant à 1000Hz

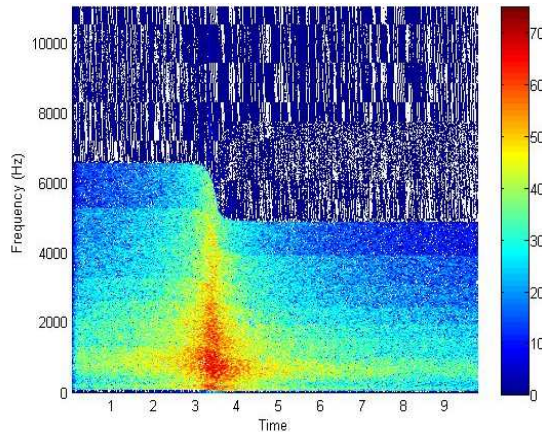


FIG. 2.6 – Effet Doppler pour une source large bande, représenté dans le plan temps-fréquence

Le prise en compte de l'effet Doppler pour une source large bande dans le plan temps-fréquence est présentée sur la figure 2.6. Il est alors possible de

tester une nouvelle fois la méthode de synthèse en comparant le spectre de la source fixe et le spectre obtenu lors du passage de la source (pour différentes vitesses), à l'instant où elle se trouve devant le récepteur (là où l'effet Doppler n'entraîne pas de modification fréquentielle). Les spectres à poste fixe, à

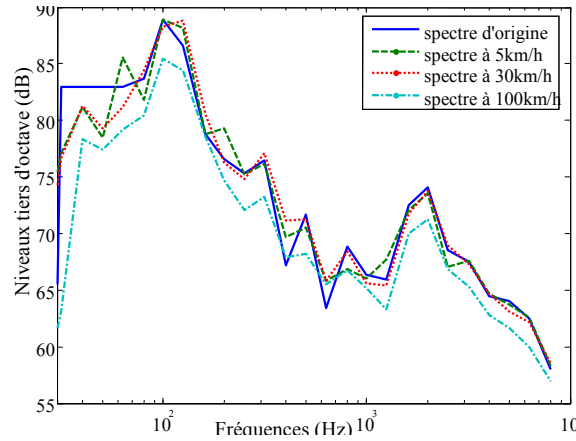


FIG. 2.7 – Spectres instantanés obtenus par synthèse/analyse, pour la source en face du récepteur, pour différentes vitesses de sources

5km/h et à 30km/h de la figure 2.7 montrent une bonne concordance, avec des écarts inférieurs à 3dB par tiers d'octave. Le cas de simulation le plus problématique est celui à 100km/h qui sous-estime le niveau sur l'ensemble du spectre. Cette sous-estimation vient du fait que la fenêtre temporelle sur laquelle est réalisée l'intégration du niveau pour la source en mouvement est d'une longueur fixe (125ms). Or, plus la source se déplace rapidement, plus elle parcourt une distance importante à l'intérieur de cette fenêtre : le signal pris en compte concerne donc la source à $\pm\delta$ du point du maximum de pression où δ représente :

$$\delta = \text{vitesse} * \text{taille de la fenêtre}$$

A 100km/h, l'intégration se fait à 1,75m de part et d'autre du maximum de pression : cela induit un niveau plus faible que celui du maximum de pression.

Prise en compte de l'effet de sol

En plus de l'effet de passage, la procédure de synthèse permet de prendre en compte l'effet de sol en créant pour chaque source large bande un plan temps-fréquence représentant la contribution de sa source image.

Dans notre outil, le sol est modélisé comme une surface à réaction localisée. Il est donc caractérisé par son impédance normale spécifique acoustique réduite ζ . D'après le modèle d'impédance acoustique réduite proposé par Delany-Bazley [Delany et Bazley, 1970], le sol est entièrement caractérisé par sa résistivité au flux σ .

Pour une source ponctuelle omnidirectionnelle, rayonnant au-dessus d'un sol défini ci-avant, une approximation analytique du champ de pression est donnée par Ingard [Ingard, 1951]. La pression p au point M est donnée par :

$$p(M) \approx -\frac{e^{ikd(S,M)}}{4\pi d(S,M)} - (R_0 + (1 - R_0)F) \frac{e^{ikd(S',M)}}{4\pi d(S',M)} \quad (2.9)$$

où R_0 est le coefficient de réflexion en onde plane, S' est l'image de la source S par rapport au sol, et F est le coefficient obtenu à partir d'une intégrale détaillée dans [Ingard, 1951]. R_0 et F dépendent de ζ et θ .

Les contributions des sources images sont ainsi calculées, leurs plans temps-fréquences peuvent alors être tracés et additionnés à ceux des sources dans le plan global.

Bilan sur la méthode de synthèse

La méthode de synthèse développée implique de considérer deux groupes de sources :

- d'une part, les composantes tonales qui seront modélisées selon le principe de synthèse additive, c'est-à-dire sous la forme d'une sinusoïde évoluant dans le temps, dont la phase se conserve au cours du passage ;
- d'autre part, les contributions large bande, dont les passages sont "dessinés" dans des plans temps-fréquence (y compris l'effet Doppler et l'effet de sol).

Tous les plans temps-fréquences sont sommés pour définir un seul et unique plan représentant les passages des contributions large bande de l'ensemble des sources. Celui-ci est alors traduit en signal temporel à l'aide d'une ISTFT. Finalement, les composantes tonales (de même que leurs sources images) sont sommées à ce signal.

2.3 Entrées du logiciel

2.3.1 Sources acoustiques

VAMPPASS propose de produire l'échantillon sonore d'un passage à partir de la définition de sources acoustiques décrivant le véhicule. Chaque source réelle est représentée par un ensemble restreint de sources ponctuelles équivalentes définies par :

- une position sur le véhicule ;
- un spectre tiers d'octave pour le bruit large bande ;
- un niveau de pression pour les émergences fréquentielles ;
- un diagramme de directivité décomposé sur la base des harmoniques sphériques (voir annexes B).

2.3.2 Scénario de passage - Loi d'évolution des sources

Les passages devant être simulés peuvent correspondre à des cas de circulation urbaine. Le véhicule est susceptible d'accélérer, de décélérer, de freiner, de stationner... Il faut pouvoir prendre en compte l'ensemble de ces situations lors de la synthèse dans un "scénario" de passage. Ce scénario est défini uniquement par la donnée de l'évolution de la vitesse du véhicule au cours du temps. Cependant, toutes ces situations correspondent à un état particulier de chacune des sources du véhicule. Il est donc nécessaire de connaître l'état de chaque source à chaque instant. Pour cela, en plus de ces caractéristiques purement acoustiques, chaque source réelle (et donc toutes les sources équivalentes la représentant) est caractérisée par une loi d'évolution en fonction de la vitesse et certains paramètres régissant cette loi. Trois grands groupes de lois ont été identifiés et sont présentés figure 2.8 :

- la source évolue proportionnellement avec la vitesse : c'est le cas par exemple du bruit de roulement ;
- la source évolue par paliers de vitesses : entre v_1 et v_2 , elle est au régime r_1 , entre v_2 et v_3 , elle est au régime r_2 , etc. C'est le cas du moteur thermique d'un auto-moteur bi-mode par exemple ;
- le régime de la source ne dépend pas de la vitesse. Il est susceptible d'évoluer au cours du passage (mode ON/OFF) mais sans lien aucun avec la vitesse du véhicule. C'est le cas de la climatisation par exemple.

Pour chacun de ces cas, il faut définir un certain nombre d'états de sources :

- dans le cas d'un régime linéaire, il faut définir l'état acoustique de la source (niveau, spectre, composantes mono-fréquentielles) pour au moins deux vitesses différentes, permettant alors d'interpoler linéairement le spectre large bande et les composantes tonales entre ces deux états ;
- dans le cas d'un régime par paliers, il faut définir l'état de la source pour les différents paliers concernés ;
- dans le cas d'une source indépendante de la vitesse, il faut définir les différents états de la source et préciser l'instant dans le passage où l'on basculera de l'un à l'autre.

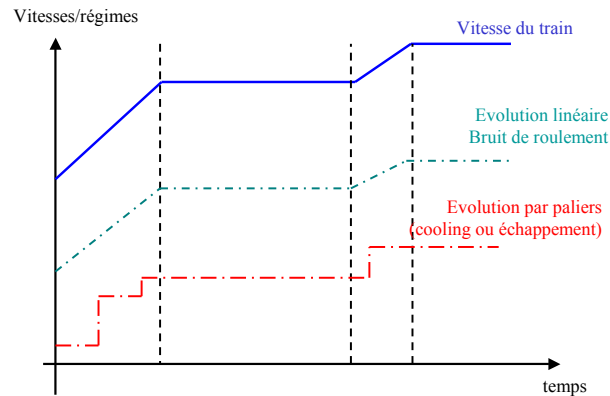


FIG. 2.8 – Evolutions des différents types de sources en fonction de la vitesse du véhicule

2.4 Bilan

En résumé, une simulation sous VAMPPASS est réalisée en trois étapes :

- définir les sources équivalentes pour les composantes tonales et pour le bruit large bande ;
- définir le scénario du passage et les comportements des différentes sources en fonction de la vitesse ;
- construire le plan temps-fréquence pour les contributions large bande qui sera inversé à l'aide d'une Transformée de Fourier Inverse Court Terme. Au signal temporel ainsi obtenu, on adjoint les contributions tonales par synthèse additive.

A partir de ce signal temporel du passage, les différents indicateurs acoustiques sont calculés. Une des options des simulations est la production du signal en B-Format c'est-à-dire des 4 voies d'acquisition correspondantes, ce qui permettra

ensuite de créer l'échantillon sonore du passage dans n'importe quel format de restitution.

Chapitre 3

Caractérisation des sources

Sommaire

3.1	Introduction	76
3.2	Description des mesures	78
3.2.1	Mesures au passage par deux microphones - Campagne A	79
3.2.2	Mesures d'antenne 2D au passage - Campagne B . .	80
3.2.3	Mesures par une antenne verticale de microphones à faibles vitesses - Campagne C	80
3.3	Contenu spectral - Séparation des contributions tonales et large bande	82
3.3.1	Contenu spectral	82
3.3.2	Séparation des contributions tonales et large bande .	88
3.4	Caractérisation des composantes tonales	90
3.4.1	Introduction	90
3.4.2	Identification à des sources typiques	92
3.4.3	Avec une voie de mesure - une hauteur de microphones	94
3.4.4	Diffraction du rayonnement par l'environnement de la source	100
3.4.5	Avec un réseau de microphones	120
3.5	Caractérisation du bruit large bande	123
3.5.1	Localisation, niveau et contenu spectral	123
3.5.2	Mesures dédiées à la séparation des contributions large bande - Campagne D	126
3.6	Bilan	135

3.1 Introduction

Au paragraphe 1.3.1, nous avons montré que les précédents outils de simulation développés à la SNCF devront être améliorés en terme de définition des sources pour obtenir des échantillons sonores. Ces indications ainsi que le modèle de source proposé dans VAMPPASS rendent nécessaire la détermination des spectres bandes fines de chaque source ainsi que leurs diagrammes de directivité.

Les mesures sur des trains sont réalisées en condition d'exploitation ce qui signifie qu'elles ne sont pas reproductibles et que l'ensemble des conditions n'est pas parfaitement maîtrisé. Ces mesures ne peuvent renseigner que partiellement sur la nature du rayonnement des sources, les réseaux de microphones ne pouvant pas entourer la source physique. Les identifications menées à l'aide de ces mesures sont donc, en général, des problèmes très mal posés qui n'ont pas de solution unique, d'autant plus que l'on souhaite représenter nos sources physiques par un nombre limité de sources équivalentes. Afin d'aider le processus d'identification, des modèles analytiques présentés dans le paragraphe 1.1.3 sont utilisés. Une mesure en chambre anéchoïque sur un modèle réduit de train est réalisée pour compléter une nouvelle fois les informations qui nous manquent. Tous ces résultats se complètent de manière à identifier les sources équivalentes avec un maximum de précision.

Ces caractérisations vont être réalisées pour un matériel ferroviaire composé d'une dizaine de sources, dont beaucoup sont montées en toiture. Cette configuration rend l'exploitation des mesures assez complexe puisque les sources sont nombreuses et proches les unes des autres.

Une campagne de mesures a été réalisée en septembre 2005 afin de caractériser l'ensemble des sources acoustiques présentes sur un matériel ferroviaire régional (TER), un AGC (Autorail Grande Capacité) bi-mode, pour des vitesses d'exploitation urbaine (entre 30 et 120km/h). Trois différents types de mesures ont composé cette campagne :

- des mesures en bord de voie, avec deux micros placés selon la norme ISO 3095 pour des vitesses commerciales et les deux modes de traction, appelées campagne (A) ;
- des mesures en bord de voie, à l'aide d'une antenne microphonique 2D pour des vitesses commerciales et les deux modes de traction, dénommées campagne (B) ;

- des mesures réalisées avec 1 antenne verticale de microphones et différentes configurations de régime des auxiliaires de traction, la campagne (C) ;

En novembre 2007, des mesures ont été réalisées, à poste fixe avec 1 antenne verticale de microphones et des microphones dans les champs proches de certaines sources sur le train (l'échappement, le système de refroidissement du moteur et le compartiment du groupe électrogène), appelées campagne D.

La méthode de synthèse implémentée dans VAMPPASS et présentée dans le chapitre 2, nécessite de prendre en compte spécifiquement les composantes tonales des sources. En effet, pour le rendu sonore de ces composantes, leurs phases doivent se conserver sur tout le passage. Leurs contributions ne peuvent donc pas être dessinées dans le plan temps-fréquence des niveaux (le plan temps-fréquence des phases étant construit aléatoirement, sans continuité des phases d'une fenêtre d'analyse à la suivante) et seront générées par synthèse additive. Cette séparation entre bruit large bande et composantes tonales est d'autant plus importante qu'une grande partie de l'énergie des sources étudiées est portée par quelques fréquences comme nous l'indiquent les modèles analytiques étudiés dans le paragraphe 1.1.3. La démarche permettant de séparer ces deux types de contributions sera présentée dans le paragraphe 3.3.

Après cette séparation des contributions tonales et large bande, nous les caractériserons pour chaque source physique. Quatre types de configurations de sources peuvent alors être distinguées, chacune devant faire l'objet d'un traitement des mesures particulier, pour obtenir les sources équivalentes :

- des sources tonales isolées ;
- des sources tonales proches ;
- des sources large bande isolées ;
- des sources large bande proches.

En effet, un train peut présenter un grand nombre de sources en toiture très proches les unes des autres et émettant principalement en basses fréquences. Dans ce domaine fréquentiel, l'état de l'art sur les ventilateurs et les sorties de conduits (paragraphe 1.1.3) a montré que ces sources rayonnent de façon très peu directive. Nous allons donc devoir séparer les contributions de chacune des sources, soit en nous appuyant sur les modèles analytiques pour leurs composantes tonales, soit avec des mesures dédiées pour le cas des

contributions large bande (campagne D).

Une fois les contributions des sources physiques séparées, les multipôles équivalents des composantes tonales doivent être identifiés. Cette procédure est réalisée en plusieurs étapes :

- en considérant d’abord une seule voie de mesure de la campagne C qui nous indique les multipôles équivalents permettant de retranscrire la directivité horizontale de chaque source, paragraphe 3.4.3;
- en caractérisant l’effet d’environnements typiques (conduit court en toiture, compartiment en bas de caisse) sur le rayonnement des sources pour identifier d’où provient la complexité des rayonnements (cette étude a été réalisée sur un modèle réduit d’une motrice) paragraphe 3.4.4;
- enfin en utilisant l’ensemble des voies de mesures de la campagne C, paragraphe 3.4.5.

Pour la contribution large bande, il est moins facile de séparer les contributions des différentes sources, les modèles présentés dans l’état de l’art n’étant pas suffisants. La campagne de mesure D, dédiées à cette procédure, est présentée au paragraphe 3.5.2.

3.2 Description des mesures



FIG. 3.1 – AGC bi-mode Bombardier

Le train étudié, photographie 3.1, a été partiellement présenté dans le chapitre 1. Il est composé de deux motrices et d’une voiture centrale, voir schéma A.1. Sur les motrices se trouvent en partie basse : un moteur électrique au niveau du premier et dernier bogie (bogie moteur) alimenté soit par le

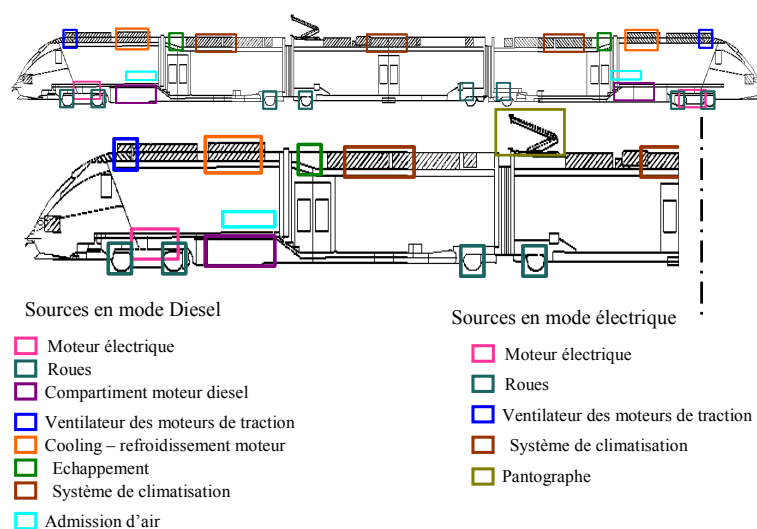


FIG. 3.2 – Plan de l'AGC - sources de bruit

système pantographe/caténaire de la voie, soit par un groupe électrogène diesel situé en aval, encapsulé dans un compartiment refroidi par un ventilateur (voir figure 1.7(a)). En toiture, d'amont en aval sur la motrice, se trouvent : le groupe de refroidissement du moteur électrique (motoventilateur du moteur de traction MVMT) composé d'un ventilateur radial encaissé, le système de refroidissement du moteur diesel (RMD) composé de deux ventilateurs axiaux, chacun entouré d'une couronne dont la vitesse de rotation est asservie au régime du moteur, l'échappement du moteur diesel, le groupe de climatisation (HVAC) et son ventilateur axial de refroidissement, le convertisseur électrique et son ventilateur axial (CVS) et enfin un compresseur (voir figure 1.7(b)). Sur la voiture centrale se trouvent un système de climatisation ainsi que le pantographe.

Les différentes sources de bruit concernées sont récapitulées dans l'annexe A, selon le mode de traction, Diesel ou électrique.

3.2.1 Mesures au passage par deux microphones - Campagne A

Ces mesures ont été réalisées sur le site de Maison-Alfort. Il s'agissait de caractériser le bruit au passage d'un AGC dans une zone de bruit critique. La voie à Maison-Alfort est une voie classique, ballastée et équipée de traverses en béton. Deux microphones étaient placés à 7,5m de la voie, à respectivement

1,2m et 3,5m de hauteur, selon la norme ISO 3095, décrite au paragraphe 1.2.1. Les passages ont été effectués à plusieurs vitesses commerciales (entre 30 et 130km/h) pour les deux modes de traction.

3.2.2 Mesures d'antenne 2D au passage - Campagne B

Ces mesures se sont déroulées sur le site de Pierrelatte, site équipé d'absorbeurs sur voie. Ce système consiste en l'assemblage masse-ressort-amortisseur, comme illustré sur la figure 3.3, placé sur l'âme du rail. Il permet de dissiper une partie de l'énergie vibratoire du rail et ainsi de diminuer la puissance rayonnée.

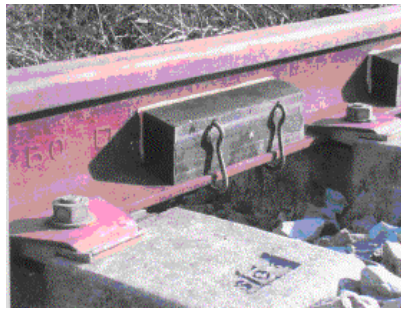


FIG. 3.3 – Absorbeur monté sur rail, modèle d'absorbeur CORUS

En bord de voie, à 7,5m de celle-ci, une antenne 2D plane de 64 microphones a été placée, de manière à enregistrer les passages du train et à en extraire les localisations et pressions relatives des différentes sources acoustiques composant ce train, grâce à une exploitation des mesures par formation de voies (cf paragraphe 1.2.2). Les passages ont été effectués à des vitesses commerciales, entre 30 et 130km/h, pour les deux modes de traction (diesel ou électrique). Ces mesures, exploitées par formation de voies, permettent de localiser les sources et d'estimer leurs spectres en tiers d'octave, exemple figure 3.4, avec les contraintes suivantes : les sources sont supposées ponctuelles, monopolaires et les niveaux de pression estimés dépendent des caractéristiques de l'antenne.

3.2.3 Mesures par une antenne verticale de microphones à faibles vitesses - Campagne C

Ces mesures ont été effectuées sur le site de Brétigny. L'objectif de ces essais était de collecter un maximum d'informations sur le contenu spectral et le diagramme de rayonnement des sources acoustiques composant ce train, et

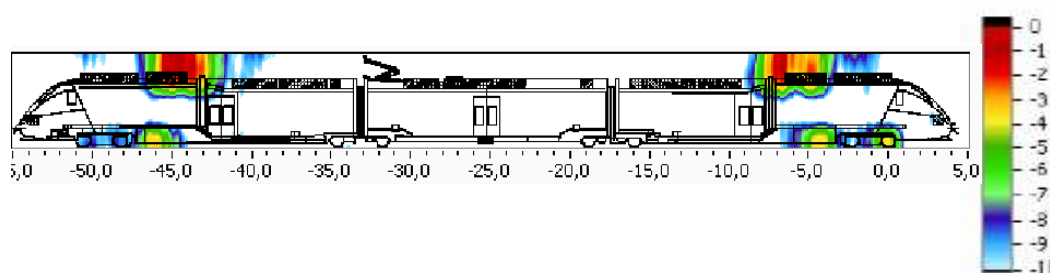
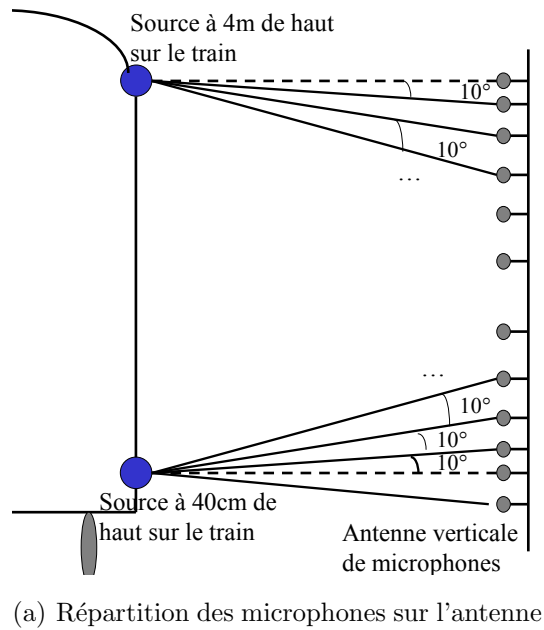


FIG. 3.4 – Exemple de cartographie du champ de pression, obtenue pour le tiers d’octave centré sur 400Hz, passage en mode diesel à 30km/h, dynamique de 10dB

ce pour différents régimes d’exploitation. Il s’agit, à la fois, de pouvoir mesurer le spectre de pression à 1m au droit de l’axe de chaque source mais aussi d’avoir accès à son diagramme de directivité. Pour ce faire, un mât de microphones a été placé en bord de voie, à 1m du flanc latéral du train. Ce mât est composé de 12 microphones : 6 microphones sont répartis en haut du mât, tous les 10 degrés pour une source à 4m du sol sur le train (source en toiture) ; 6 microphones sont répartis en bas du mât, placés tous les 10 degrés pour une source se trouvant à 40cm sur le train, figure 3.5. Afin d’avoir un positionnement exact du train par rapport au mât et donc des différentes sources (dès lors que les positions et encombrements des différentes sources sur le train sont connus), une cellule optique apposée sur le mât capte la lumière réfléchiée par des bandes photo-réfléchissantes collées tous les 50cm sur le train. Le signal de la cellule photo-sensible est synchronisé aux signaux des microphones du mât.

Une fois le système mis en place, plusieurs passages de train face à l’antenne verticale sont effectués pour différentes configurations de fonctionnement des auxiliaires. Les passages sont effectués à très faible vitesse, de l’ordre de 2m/s. Le pilotage informatique des sources permet d’isoler le plus possible les différentes sources sur le train : les ventilateurs en toiture du système de climatisation pouvant être éteints ou allumés ; les motoventilateurs des moteurs de traction pouvant fonctionner à différentes vitesses de rotation,... Chaque passage correspond donc à un état de fonctionnement spécifique, d’un ou de plusieurs auxiliaires de motorisation, chaque état définissant une source acoustique.

Les informations de localisations, niveaux et diagrammes de directivité peuvent être extraites de ces mesures afin d’alimenter le modèle de source



(b) Photographie de l'antenne

FIG. 3.5 – Antenne verticale de microphones

acoustique propre au logiciel de synthèse.

3.3 Contenu spectral - Séparation des contributions tonales et large bande

3.3.1 Contenu spectral

Dans un premier temps, il faut déterminer dans quelles limites les mesures de la campagne C permettent d'obtenir le niveau de pression (ou de puissance) émis par la source. Ces mesures sont réalisées alors

que la source est en mouvement très lent devant les récepteurs. L'objectif de l'étude qui suit, est de savoir si ce mouvement va affecter le spectre de niveau obtenu par rapport à celui qu'on aurait eu pour cette même source, fixe.

Les mesures ont été analysées à l'aide d'un périodogramme moyenné afin d'obtenir les spectres et niveaux des sources. Le périodogramme moyenné a été réalisé sur une durée du signal correspondant à 1,5m de part et d'autre de la source (celle-ci étant en mouvement durant l'acquisition). Il faut établir un ordre de grandeur de l'erreur faite entre le niveau réel de source et le niveau de source obtenu par périodogramme moyenné sur le passage de cette source. Une courte étude permet d'apporter des éléments de réponse et de justifier l'utilisation de ce traitement pour obtenir les niveaux de source.

Soit une source S mono-fréquentielle fixe, définie au point $(0,0,0)$. Soit un récepteur $R(r, \theta, \phi)$ animé d'un mouvement rectiligne de vitesse constante sur une trajectoire de longueur L (c'est le récepteur qui est en mouvement pour simplifier les équations). $M_0(r_0, \theta_0, \phi_0)$ constitue le point médiant de la trajectoire de R considérée (voir figure 3.6).

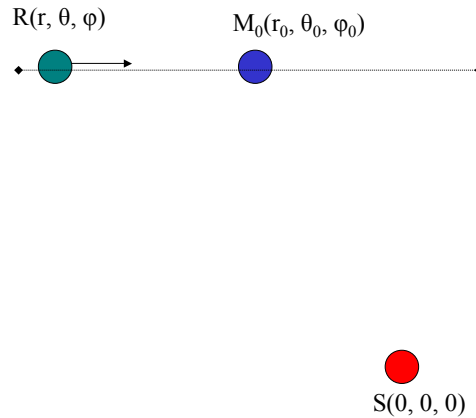


FIG. 3.6 – Système source-récepteur mobile

Dans un premier temps, il s'agit d'obtenir analytiquement le niveau de pression reçu par le point de réception moyen, fixe par rapport à la source. La composante (n,m) de la pression en un instant t , décrite sur la base des harmoniques sphériques peut se décomposer en parties paire et impaire comme

suit :

$$p_{paire}(n, m, M_0) = \frac{-i^{-n}}{2\pi r} \sqrt{-\frac{ir\omega}{2\pi c_0}} J_{\frac{1}{2}(-1-2n)} \left[-\frac{ir\omega}{c_0} \right] \cos(n\phi) P[n, m, \cos(\theta)] e^{i\omega t} \quad (3.1)$$

et

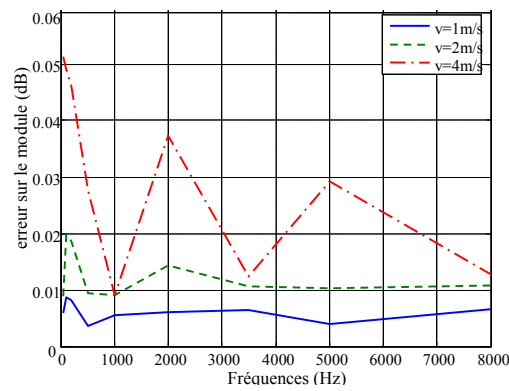
$$p_{impaire}(n, m, M_0) = \frac{-i^{-n}}{2\pi r} \sqrt{-\frac{ir\omega}{2\pi c_0}} J_{\frac{1}{2}(-1-2n)} \left[-\frac{ir\omega}{c_0} \right] \sin(n\phi) P[n, m, \cos(\theta)] e^{i\omega t} \quad (3.2)$$

où les $J_{\frac{1}{2}(-1-2n)}$ sont les fonctions de Bessel d'ordre $\frac{1}{2}(-1-2n)$ et les P , les fonctions de Legendre.

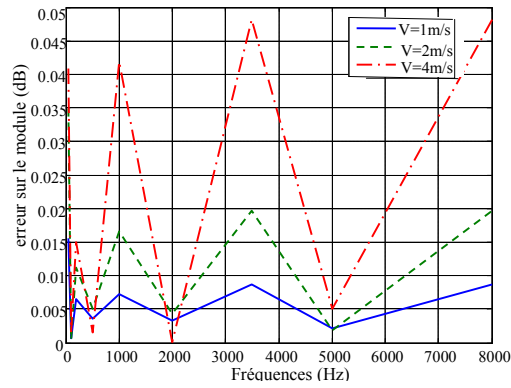
Il s'agit alors de confronter la pression ainsi exprimée en $M_0(r_0, \theta_0, \phi_0)$, pour des ordres d'harmoniques sphériques qui restent petits, à la pression obtenue après une analyse en périodogramme moyenné du signal reçu pendant une période T en $M_0(r_0, \theta_0, \phi_0)$ et enfin au résultat du périodogramme moyenné du signal reçu par un point mobile $R(r, \theta, \phi)$ pendant T , R se déplaçant autour de M à une vitesse constante v_0 .

Cette comparaison est menée pour les premiers ordres d'harmoniques sphériques sur une plage fréquentielle allant de 50 à 8000Hz. Le signal de la source mobile pris en compte correspond à un déplacement de part et d'autre de M de 1,5m soit 3m en tout, ce qui correspond au maximum de la longueur sur laquelle a été faite l'intégration dans le cas des mesures.

L'erreur sur le niveau de pression émis par la source est de l'ordre de quelques centièmes de déciBels pour un traitement par périodogramme moyenné, le récepteur étant animé d'un mouvement de faible vitesse, voir figure 3.7. Cependant, il faut noter que l'augmentation de la vitesse de déplacement du récepteur induit une hausse de l'erreur sur la pression. Ce traitement n'est donc valable que pour des vitesses de l'ordre de quelques m/s. Les calculs n'ont été effectués que pour deux types de rayonnement de source : un dipôle ($n=1, m=1$) et un quadrupôle ($n=2, m=1$). Cette dernière source possède un diagramme de rayonnement relativement complexe par rapport à ceux observés dans les mesures in situ et l'on peut supposer qu'une complexification du rayonnement entraînerait une augmentation de l'erreur sur la pression qui ne serait pas caractéristique par rapport au niveau de pression absolu.



(a) source $n=1$, $m=1$ d'amplitude 47,5dB



(b) source $n=2$, $m=1$ d'amplitude 30dB

FIG. 3.7 – Erreur absolue sur le module entre le signal analytique au point médian et la valeur issue d'un périodogramme moyenné pour un point mobile

Les niveaux de pression de chaque source sont donc déterminés à partir des mesures sur site par une analyse en périodogramme moyenné du signal lors du passage tronqué autour de la source. Pour chaque source, le signal analysé correspond à la mesure du microphone le plus proche de la source : pour les sources en toiture, le capteur à 4m de hauteur ; pour le compartiment moteur diesel, le capteur à 0,2m du sol ; sur la portion de signal correspondant au passage de la dite source devant le microphone ($\pm 1,5m$ autour de la position du centre de la source physique, soit 1,5s de signal pour un passage de la source à une vitesse de $1m/s$).

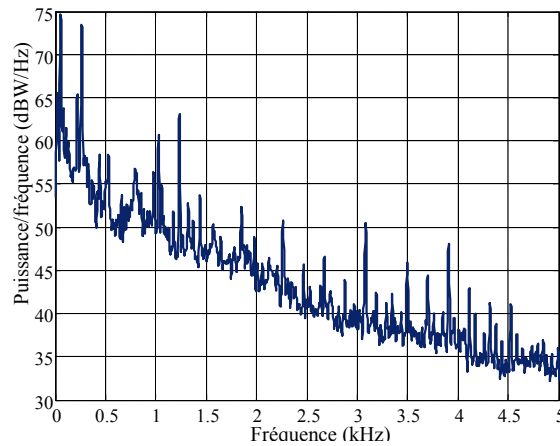


FIG. 3.8 – Densité spectrale de puissance du compartiment du groupe électrogène mesurée face au compartiment, moteur à 1150tr/min

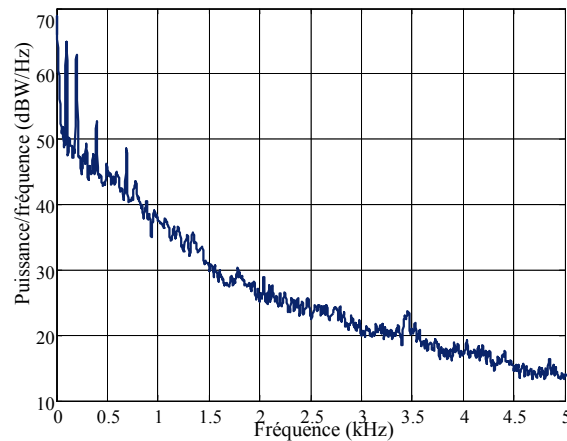
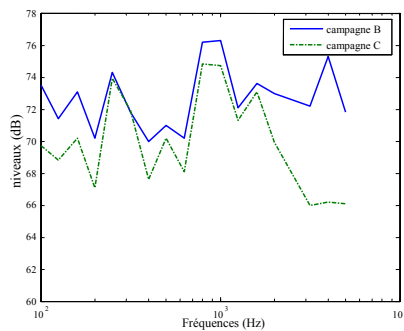


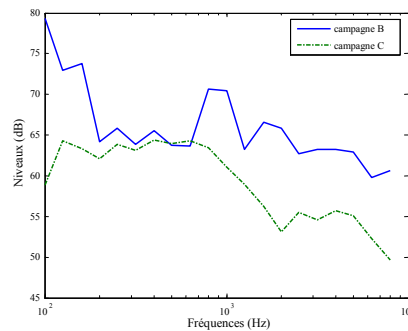
FIG. 3.9 – Densité spectrale de puissance du système de climatisation mesurée face au ventilateur de refroidissement du groupe de climatisation

Les spectres obtenus présentés sur les figures 3.8 et 3.9 sont des spectres à composantes tonales très énergétiques. En effet, les sources caractérisées sont : soit un moteur diesel et son échappement dont le bruit tonal est piloté par son cycle voir figure 3.8, soit des ventilateurs de refroidissement (RMD, climatisation) dont le bruit tonal apparaît à la fréquence de passage de pales et ses harmoniques voir figure 3.9 (cf paragraphe 1.1.3).

Les contenus fréquentiels de toutes les sources de type motorisation sont ainsi déterminés. Ces niveaux peuvent être confrontés à ceux obtenus après traitement par formation de voies des mesures de l'antenne 2D qui a été utilisée dans la campagne B. Cette confrontation montre une concordance variable entre les deux types de mesures selon les sources étudiées, comme l'illustrent les figures 3.10.



(a) Système de refroidissement du moteur diesel



(b) Système de climatisation

FIG. 3.10 – Comparaison des spectres 1/3 d'octave entre les mesures de la campagne B et de la campagne C - les spectres de la campagne B n'ont été relevés qu'en tiers d'octave, le spectre de la campagne C ne comprend que la contribution du bruit large bande

Pour la plupart des auxiliaires, on note un écart inférieur à 5dB en-dessous de 2000Hz. Au-delà, l'écart augmente notablement. Cela est dû aux traitements des deux types de mesures des campagnes B et C (plus particulièrement de la localisation de la source considérée pour la campagne C et de l'influence des paramètres de l'antenne pour la campagne B). La campagne de mesure D, utilisant des microphones en champ proche, montre que les contributions des auxiliaires comme le RMD chutent après 2000Hz : cette tendance correspond davantage aux résultats issus de la campagne C. On se fiera donc aux spectres de niveaux issus de la campagne C.

Cependant, le compartiment du groupe électrogène et son échappement font exception : si l'allure des spectres est identique entre les deux types de mesures, le niveau est plus élevé pour des mesures au passage en condition d'exploitation que pour des mesures à poste fixe ou lors de passages à très faible vitesse, quelle que soit la fréquence considérée, alors que le régime moteur est le même. Les mesures à très faible vitesse sont réalisées avec des passages "sur l'erre", c'est-à-dire que le train est lancé avec une certaine accélération relativement loin du point de mesure, puis la charge du groupe électrogène est minimum de façon à avoir une vitesse faible quasi constante sur tout le passage devant le mât. Cette absence de charge sur le moteur diesel modifie le niveau de bruit qu'il émet ainsi que celui de l'échappement. Pour les mesures en conditions d'exploitation, les vitesses en jeu (30 ou 80km/h) permettent de conserver la charge sur le moteur, à vitesse constante. Les niveaux que l'on considérera pour le groupe électrogène et pour l'échappement lors des simulations de passage à l'aide de VAMPPASS sont donc ceux issus des mesures au passage en condition d'exploitation (en charge) de la campagne B, bien que le contenu fréquentiel (fréquences d'harmoniques émergentes) et les diagrammes de rayonnement proviennent de la campagne C.

3.3.2 Séparation des contributions tonales et large bande

Les sources acoustiques correspondant aux différents auxiliaires de traction sont caractérisées grâce aux mesures effectuées in situ (campagnes B et C). Comme il a été dit au paragraphe 2.2.2, il est nécessaire de prendre en compte différemment les composantes tonales dans l'étape de synthèse. Les auxiliaires caractérisés présentent un très grand nombre de ces composantes particulièrement en basses fréquences, comme l'illustre la figure 3.8. Il serait préjudiciable de prendre toutes ces émergences fréquentielles en compte comme des composantes tonales, pour une question de temps de calcul d'une part (chacune étant modélisée par une contribution sinusoïdale) mais aussi car cela alourdirait le processus de définition de chaque source. Ainsi, si l'on est sûr que l'une de ces émergences n'est pas audible, il n'est pas nécessaire de l'isoler du bruit large bande.

Plusieurs pistes ont été explorées afin de déterminer les émergences à prendre en compte :

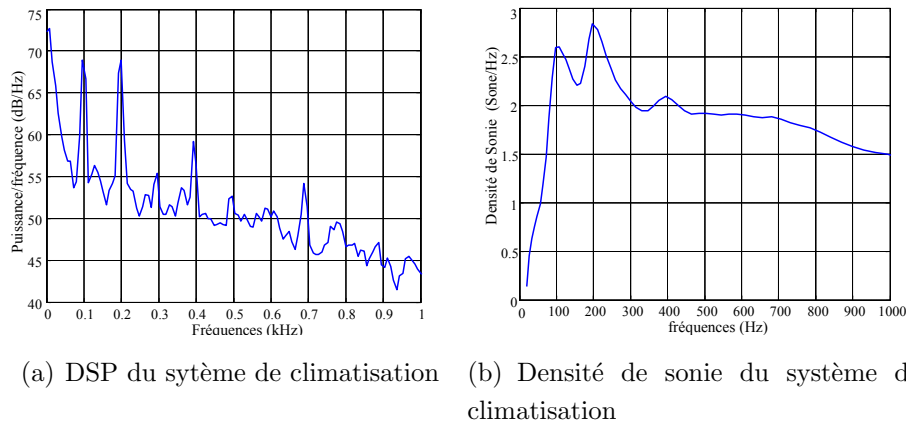


FIG. 3.11 – Confrontation de la DSP et de la sonie du signal de système de climatisation grand régime

- établissement d'un seuil énergétique au-delà duquel l'émergence est modélisée par une composante tonale : ceci est valable pour des émergences isolées fréquentiellement mais cela devient plus problématique pour des émergences très proches. Par ailleurs, il faut pouvoir déterminer ce seuil et aucun critère adapté n'a été trouvé dans la littérature ;
- utilisation du cepstre du signal : celui-ci permettra de repérer s'il existe des harmoniques dans un signal (périodicité dans le spectre) mais il ne permet pas de savoir si elles sont audibles ;
- utilisation d'un spectre de sonie, [Moore et al., 1997] : ce dernier critère est celui finalement retenu. En effet, le calcul de la sonie sur un signal met en évidence les phénomènes de masquage fréquentiel : une émergence sera audible et masquera une émergence voisine qu'il ne sera alors pas nécessaire de prendre en compte comme composante tonale.

Traitement par spectre de sonie

Les différents signaux, pour chaque auxiliaire de traction, ont été post-traités pour obtenir un spectre de sonie. Celui-ci a été calculé selon le modèle de Moore [Moore et al., 1997]. En confrontant le spectre de sonie et la densité spectrale de puissance en bandes fines, il est alors possible de sélectionner les fréquences qui doivent être prises en compte spécifiquement.

Les figures 3.11 illustrent l'intérêt du spectre de sonie lors de la recherche des composantes tonales à prendre en compte. Ces deux spectres sont calculés pour un signal temporel d'un microphone face au ventilateur du système de

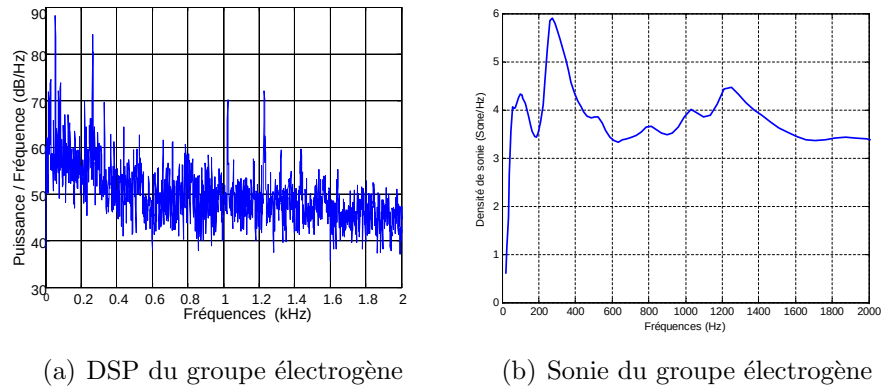


FIG. 3.12 – Confrontation de la DSP et de la Sonie du signal face au compartiment du group électrogène

climatisation. Sur la figure de la densité spectrale de puissance, figure 3.11(a), les émergences à 100Hz et ses harmoniques sont très énergétiques. Le spectre de sonie, figure 3.11(b), nous indique cependant qu'auditivement, seules les composantes à 100Hz, 200Hz et 400Hz doivent être considérées. L'émergence à 300Hz est masquée par ses voisines.

L'identification n'est pas toujours aussi précise. En effet, le spectre de sonie n'est pas calculé en bandes fines mais sur des bandes dites critiques ou bandes de Bark. Ainsi, le spectre de sonie nous indique les bandes critiques qui seront auditivement perçues et masqueront leurs voisines. Lorsque plusieurs émergences appartiennent à la même bande comme sur la figure 3.12, on ne peut pas déterminer à partir du spectre de sonie les fréquences prépondérante de la bande critique. Il faut donc prendre en compte comme composantes tonales, toutes les fréquences appartenant à une bande émergente.

3.4 Caractérisation des composantes tonales

3.4.1 Introduction

Les composantes tonales sont identifiées pour les différentes sources physiques en procédant à la comparaison décrite dans le paragraphe précédent. On constate que plusieurs sources présentent les mêmes émergences fréquentielles, en particulier des sources proches en toiture. Il faut déterminer si cela est dû à la pollution du signal attribué à une source par la contribution d'une autre source ou si effectivement, les deux sources ont une émergence à

la même fréquence. Une fois ces contributions harmoniques attribuées, nous caractérisons leurs rayonnements en les identifiant à des multipôles.

Dans un premier temps, des cartographies de niveaux de pression ont été tracées pour chaque fréquence émergente repérée sur les densités spectrales de puissance. Elles permettent d'avoir une première approximation visuelle de la localisation des sources et de leurs diagrammes de rayonnement. Pour réaliser ces cartographies, on considère une courte partie du signal de part et d'autre de la source physique (correspondant à 1,5m soit 1,5s pour un passage à une vitesse de $1m/s$) sur laquelle est calculé le spectre par périodogramme moyenné. Cette méthode permet d'obtenir une cartographie discrète des niveaux à une fréquence donnée, les points de mesures correspondant horizontalement aux positions le long du train tous les 50cm et verticalement aux positions des microphones ; un exemple est présenté sur la figure 3.13. On se retrouve avec des données équivalentes à une mesure d'antenne plane 2D à ceci près que l'information de phase a été perdue (seule l'information de niveau est disponible).

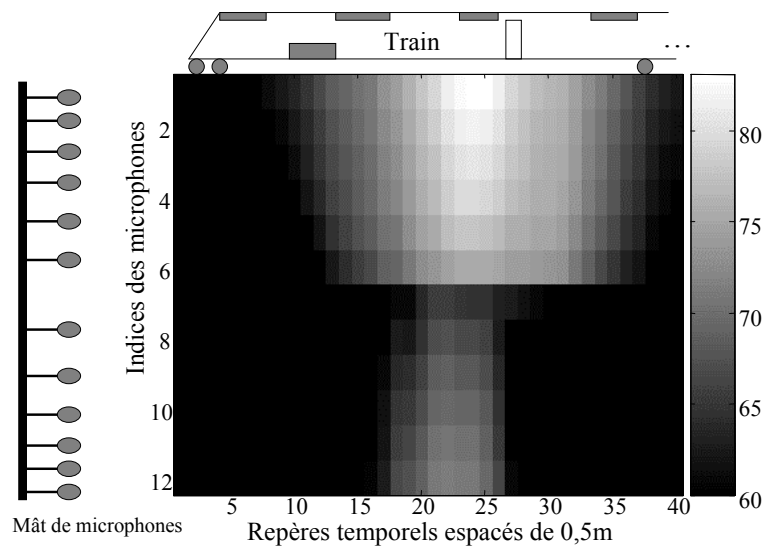


FIG. 3.13 – Cartographie des niveaux de pression (dB) mesurés à 56Hz, mode diesel, régime moteur à 1150tr/min

Ces cartographies conjointement aux spectres obtenus pour les différentes sources physiques, voir le paragraphe 3.3, permettent de déterminer d'où proviennent les harmoniques émergentes : on peut alors les affecter à leur source physique. Ainsi, même si la fréquence à 56Hz se retrouve sur

beaucoup de spectrogrammes, la cartographie à 56Hz permet de certifier que cette contribution provient en majorité de l'échappement mais aussi du compartiment moteur diesel. Il est donc possible en confrontant les spectres à ces cartographies de déterminer la localisation des sources équivalentes pour les harmoniques émergentes.

L'affectation des émergences fréquentielles peut être grandement simplifiée en étudiant les modèles analytiques du bruit qu'émettent les différentes sources. Ainsi, le bruit tonal d'un ventilateur est piloté par sa vitesse de rotation et le nombre de pales : les harmoniques émergentes apparaissent à la fréquence de passage de pales et à ses harmoniques. Le bruit tonal d'un moteur thermique et de son échappement est piloté par son cycle. L'ensemble de ces informations permet de compléter ou de conforter l'étude des signaux de mesures.

3.4.2 Identification à des sources typiques

La recherche de sources acoustiques équivalentes est un problème fréquemment traité dans la littérature, quelquefois appelée technique de superposition d'onde, [Ochmann, 1995]. La résolution repose en général sur le choix a priori d'un modèle de source ponctuelle (source multipolaire ou source monopolaire) et d'un nombre de sources équivalentes donné. En effet, ce paramètre est très variable selon le problème traité et selon l'utilisation que l'on souhaite faire des sources équivalentes.

Le nombre de sources équivalentes caractérisant la source réelle ainsi que les mesures à disposition vont orienter la technique de recherche mise en oeuvre. Le plus souvent, il s'agit d'une procédure de minimisation de l'erreur quadratique entre champ mesuré et champ simulé au point de mesure [Kropp et Svensson, 1995]. Lorsque les conditions s'y prêtent, la démarche peut aussi consister à projeter le champ mesuré sur une base définie par les caractéristiques des sources équivalentes (positions et ordres d'harmoniques sphériques par exemple). Des techniques ont été développées [Leclère, 2006] pour des problèmes sous-déterminés.

De nombreuses références existent concernant ce type de procédure. Ochmann [Ochmann, 1995] expose les fondements mathématiques de la technique de simulation de sources, c'est-à-dire les preuves mathématiques que le champ simulé converge vers le champ réel si l'on augmente le nombre de sources. Cette démonstration ainsi qu'une étude comparative entre la technique de simulation de sources et un modèle BEM mettent en évidence

un certain nombre de contraintes auxquelles doit répondre un système de sources équivalentes pour converger vers le rayonnement mesuré. Ochmann montre que pour améliorer la convergence entre simulation et mesures pour des rayonnements de surfaces non sphériques, il faut utiliser plus d'une source ponctuelle multipolaire. Parallèlement, l'accroissement du nombre de ces sources peut mener à des instabilités numériques lors de la procédure d'optimisation et ainsi à une perte de précision de la solution. Des stratégies de minimisation de l'erreur sont ensuite proposées : une méthode de collocation, une technique de minimisation par moindres carrés, la méthode de l'équation du champ nul.

Dans [Ochmann, 1995], [Kropp et Svensson, 1995] ou [Leclère, 2006], les procédures développées emploient des centaines, voire des milliers de sources équivalentes (Ochmann, pour un ventilateur de 2,2m de diamètre à 7 pales entre 288Hz et 298Hz, emploie 48 sources ponctuelles sur chaque pale soit 1348 sources équivalentes). Les contraintes de notre étude ainsi que le grand nombre de sources réelles présentes sur le véhicule (une vingtaine), n'autorisent pas un tel degré de précision. On choisit ainsi de limiter le nombre de sources équivalentes pour chaque source réelle : 2 ou 3 sources équivalentes seront utilisées pour représenter chaque composante tonale ainsi que pour le bruit large bande. Ces sources pourront présenter des diagrammes de rayonnement complexes (multipôles) afin d'ajuster leur rayonnement à celui des sources réelles.

Il s'agit désormais de savoir quelle représentation choisir pour décrire les sources ferroviaires avec les contraintes pratiques que nous imposons.

Une approche en deux étapes a été employée pour définir les sources équivalentes des composantes tonales. Dans un premier temps, des sources équivalentes ont été cherchées en découplant rayonnement horizontal et vertical. L'optimisation se fait uniquement pour un microphone à une hauteur donnée pour des mesures de la campagne C. Cette première approche permet d'avoir une approximation de la source équivalente, qui n'est valable que dans une dimension et donne des indications sur le niveau de complexité requis pour obtenir des différences faibles entre champ mesuré et champ simulé.

Dans un deuxième temps, toutes les voies de mesures (les 16 microphones de l'antenne verticale) sont prises en compte pour caractériser les sources équivalentes qui retranscrivent les rayonnements des composantes tonales des

sources physiques, dans l'angle solide formé par l'antenne verticale et le déplacement du train au cours de la mesure.

3.4.3 Avec une voie de mesure - une hauteur de microphones

La position et le niveau d'une ou de plusieurs sources typiques (monopolaire ou dipolaire) qui représentent la source réelle dans un plan horizontal à une fréquence donnée, sont recherchés. Les signaux mesurés et simulés sont exploités de la même façon : des spectrogrammes sont calculés à partir des signaux temporels de passage. Pour la source équivalente, des signaux temporels de monopôle ou de dipôle sont créés, en prenant en compte l'effet Doppler (calcul des temps de réception à partir des temps d'émission et interpolation pour avoir un signal de réception régulièrement échantillonné). Ces calculs sont réalisés pour les émergences les plus énergétiques mesurées au niveau des auxiliaires de motorisation et du système de climatisation, par exemple. L'optimisation est menée par minimisation d'une fonction coût qui représente l'erreur quadratique entre champ mesuré et champ simulé, à chaque pas de temps, sur l'ensemble du passage du train, à une fréquence donnée f_d .

$$F_{cout}(x_{source}, z_{source}, niveau_{source}) = \sum_{t_i} \{ \|s_{mesure}^{recepteur}(t_i, f_d) - s_{simulation}^{recepteur}(t_i, f_d)\| \} \quad (3.3)$$

L'algorithme utilisé est basé sur la méthode du simplex (cf annexe C). Les figures présentées correspondent aux fonctions coût finales les plus faibles.

Applications

Dans le cas de l'émergence de l'échappement à 56Hz (figures 3.14 (a) et (b)), la difficulté provient de la représentation de l'extension de la source par une source ponctuelle (l'échappement représente une sortie de conduit de 24cm de diamètre). Les deux figures 3.14 (a) et (b) montrent que l'identification ne s'améliore pas avec l'adjonction d'un deuxième monopôle. Dans le cas d'une identification avec un seul monopôle, figure 3.14 (a), celui-ci se situe à 4m de haut, à 11,16m longitudinalement du nez du train, et est affecté d'une amplitude de 53,92Pa (ce coefficient correspond à l'amplitude de la fonction sinus définissant la source : $p(t) = A \sin(\omega t + \phi)$). L'identification avec deux monopôles, figure 3.14(b), les place à 4m de haut, tous les deux à la même distance du nez du train, c'est-à-dire 11,21m et affectés des amplitudes

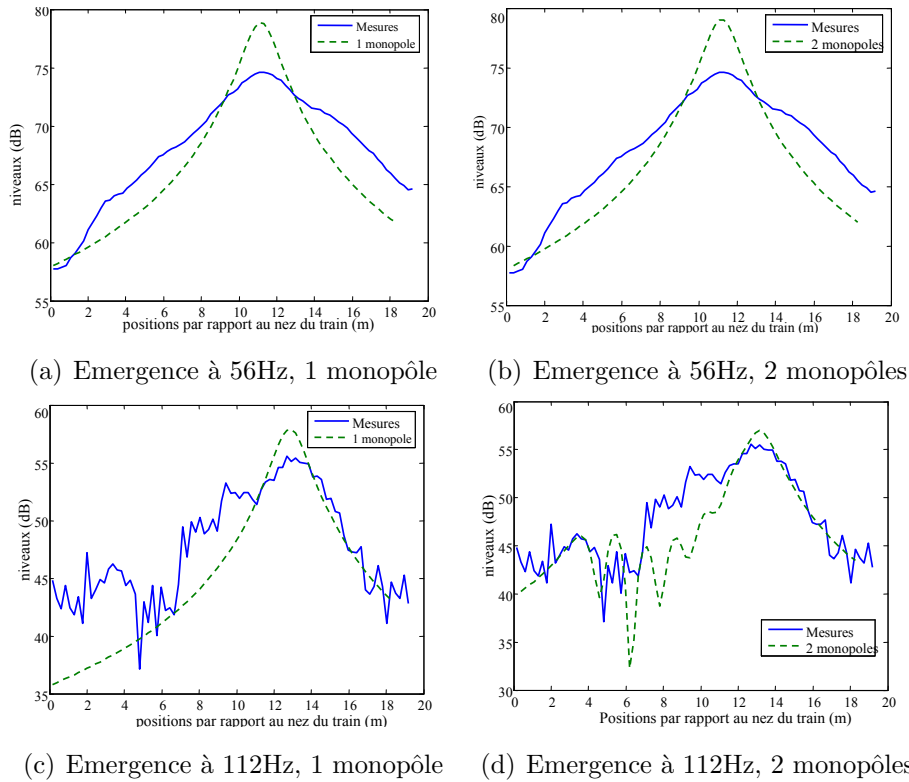


FIG. 3.14 – Comparaison de l'évolution des niveaux de l'échappement, pour un champ mesuré et un champ produit à 56 et 112Hz, pour 1 ou 2 monopôles équivalents

28,39Pa et 26,65Pa respectivement. Comme il n'existe qu'un seul maximum de pression, les deux monopôles se situent à la même localisation, avec une contribution divisée par deux par rapport à celle obtenue dans le cas d'un seul monopôle afin que le niveau maximum de pression au cours du passage soit correctement représenté. Le deuxième monopôle n'apporte donc pas d'amélioration dans l'identification.

L'identification menée à 112Hz avec deux monopôles, figure 3.14 (c) et (d), a été réalisée avec deux sources incohérentes : étant donné la distance qui sépare les deux maxima de pression, il paraît justifié de penser que ces contributions ne proviennent pas de la même source physique et qu'il n'y a donc aucune raison pour que les sources équivalentes les représentant soient en phase. Dans le cas d'une identification avec 1 monopôle, figure 3.14(c), celui-ci se trouve à 4m de haut, à 12,89m du nez du train, affecté d'une amplitude de 4,84Pa. Si la recherche est menée avec deux monopôles, figure 3.14(d), ils se situent à 4m

de haut, à 4,13m et 13,27m du nez du train avec des amplitudes respectives de 1,17Pa et 4,40Pa. La contribution principale provient de la deuxième source qui se situe au niveau du maximum de pression. L'adjonction d'un second monopôle améliore l'identification en perturbant le rayonnement en amont du maximum de pression et en élargissant le lobe au niveau du maximum de pression.

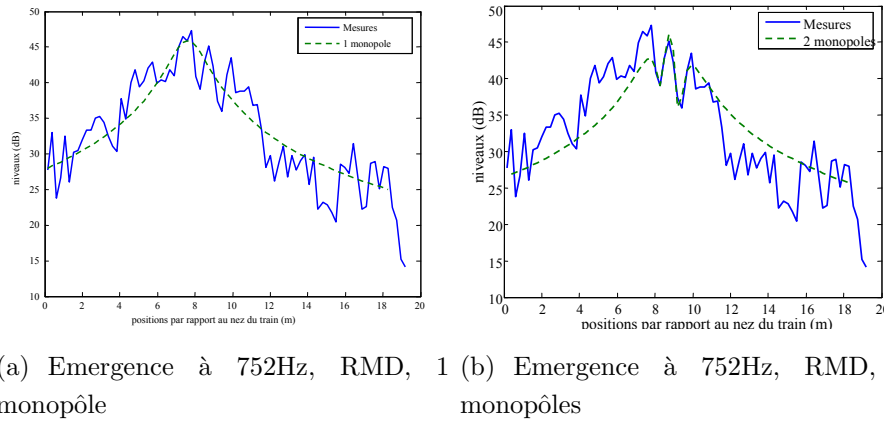


FIG. 3.15 – Comparaison de l'évolution des niveaux du RMD pour un champ mesuré et un champ produit à 752Hz, pour 1 ou 2 monopôles équivalents

Les figures 3.15 présentent les identifications menées pour une émergence à 752Hz du RMD (2 ventilateurs de 70cm de diamètre, espacés d'1 mètre) qui est l'une des plus énergétiques de cet auxiliaire et présente un rayonnement assez perturbé. Le monopôle équivalent pour cette émergence, figure 3.15(a), se situe à 4m de haut, à 7,64m du nez du train et à un coefficient de 1,22Pa. Les deux monopôles équivalents la représentant, figure 3.15(b), se situent à 4m de haut, à 7,64m et 9,07m du nez du train, avec des coefficients respectifs de 1,22Pa et 0,44Pa. Le monopôle équivalent trouvé lors de l'identification avec une seule source est retrouvé à l'identique lors de l'identification menée avec deux sources. L'optimisation avec deux sources équivalentes permet de retranscrire certaines perturbations du champ en aval du maximum de pression à cause d'interférences entre les deux sources, mais le pic maximal de niveau est sous-estimé. Afin de s'assurer que le processus d'optimisation aboutisse au bon niveau maximum, on pourrait pondérer les mesures afin de favoriser la zone présentant les plus forts niveaux de pression. Cela se ferait au détriment des zones d'approche et d'éloignement, ce que nous ne souhaitons pas, en particulier pour des sources aussi importantes que les composantes tonales du RMD.

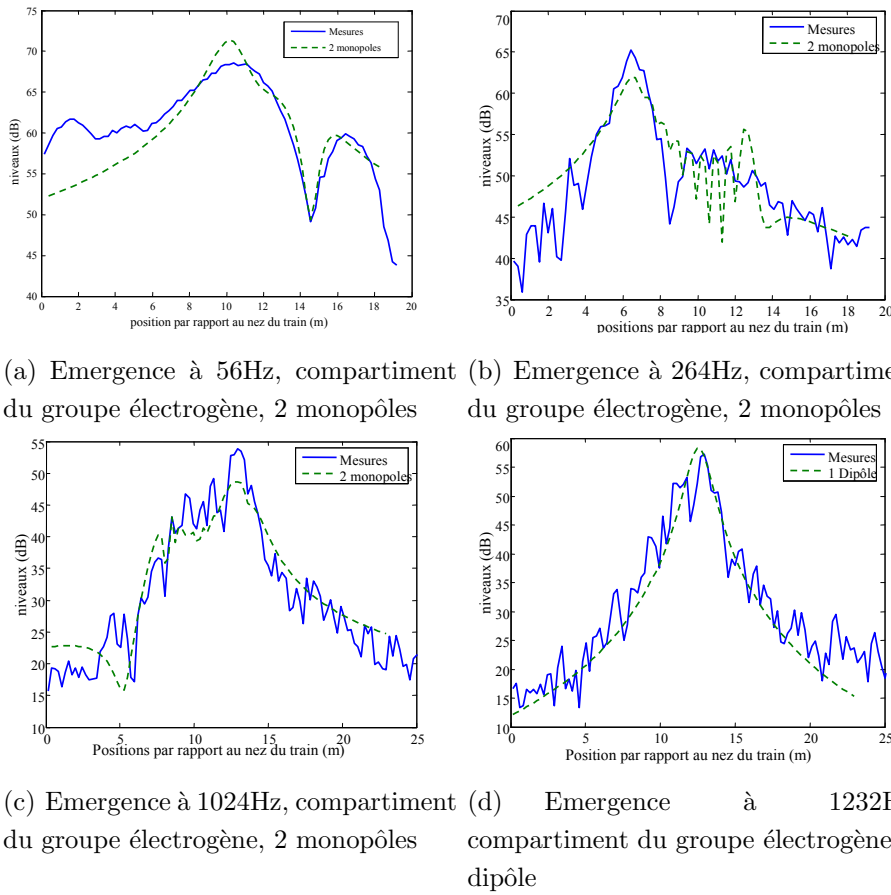
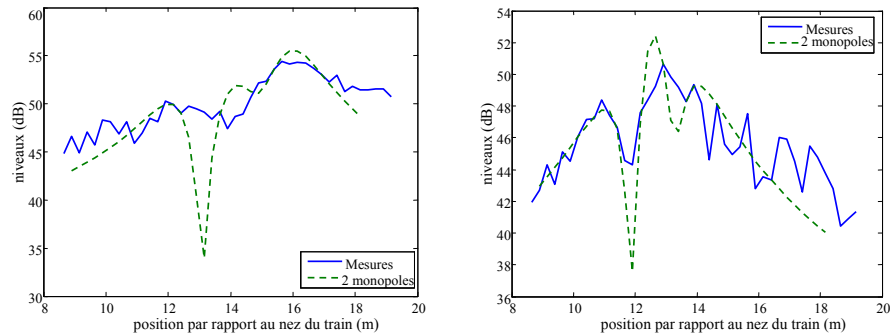


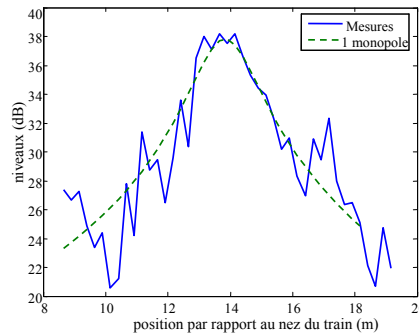
FIG. 3.16 – Comparaison de l'évolution des niveaux du compartiment moteur diesel, pour un champ mesuré et un champ produit à 56Hz, 264Hz, 1024Hz et 1232Hz, pour 1 ou 2 monopôles/dipôles équivalents

Les figures 3.16 représentent les sources équivalentes résultant des processus d'identification pour diverses émergences du compartiment moteur diesel. Dans le cas à 56Hz, figure 3.16 (a), l'identification avec deux monopôles permet de représenter fidèlement le rayonnement mesuré. Ils sont placés à 0,4m du sol, à 10,21m et 15,39m du nez du train et ont des niveaux respectifs de 22,99Pa et 4,56Pa. Bien que ces deux monopôles soient relativement espacés, on peut supposer que leur contribution provient de la même source physique : le moteur diesel. En effet, ces deux sources se situent au droit du moteur pour le monopôle le plus énergétique et au niveau de la grille du ventilateur du compartiment (donnant dans le compartiment) pour le moins énergétique. Une seule source est donc vue par deux voies de transfert. L'identification à 264Hz avec deux monopôles, figure 3.16(b), n'est pas pertinente : le pic du niveau est sur-estimé et les phénomènes oscillants en aval du pic sont exacerbés. Le processus à

1024Hz débouche sur deux monopôles situés à 0,4m du sol, à 9,4m et 13,8m du nez du train, avec des niveaux de 0,68Pa et 1,69Pa, figure 3.16(c). Bien que le pic de niveau simulé soit trop faible par rapport aux mesures, cette identification permet de correctement représenter les phases d'approche et d'éloignement de la source : avec en amont des phénomènes d'interférences et en aval une décroissance monopolaire du niveau. L'émergence du compartiment moteur à 1232Hz est représentée par un dipôle (figure 3.16 (d)) et cette source équivalente montre une bonne concordance avec le comportement de la source à cette fréquence.



(a) Emergence à 100Hz, climatisation, (b) Emergence à 200Hz, climatisation, 2 monopôles



(c) Emergence à 400Hz, climatisation, 1 monopôle

FIG. 3.17 – Comparaison de l'évolution des niveaux du système de climatisation, pour un champ mesuré et un champ produit à 100Hz, 200Hz, et 400Hz, pour 1 ou 2 monopôles équivalents

Les figures 3.17 illustrent les rayonnements des émergences du système de climatisation. En premier lieu, il faut noter que les rayonnements du système de climatisation, quelle que soit la fréquence considérée, sont assez perturbés : à 100Hz (figure 3.17(a)) le niveau est élevé sur une longue distance, avec un pic de niveau à 16m du nez du train alors que le ventilateur du système de

climatisation se situe à 13m du nez du train. Aux deux autres fréquences, 200Hz (figure 3.17(b)) et 400Hz (figure 3.17(c)), les maxima de pression sont bien retrouvés au niveau du ventilateur du système de climatisation mais les champs sont assez perturbés. On peut noter que pour les mesures du système de climatisation lors de la campagne C, seul cet auxiliaire était en fonctionnement et que la complexité du champ rayonné lui est donc entièrement imputable.

L'identification à 100Hz (figure 3.17(a)) avec deux monopôles place les deux sources à presque 4m de distance : à 3,86m et 7,40m, à 4m de haut, avec des coefficients de 1,31Pa et 3,57Pa. L'identification est relativement satisfaisante si ce n'est la forte chute de niveau à 13m, due à une interférence destructive entre les deux sources. A 200Hz (figure 3.17(b)), que ce soit avec 1 ou 2 monopôles, les sources équivalentes ne retranscrivent ni la complexité du rayonnement ni les valeurs des pics de niveaux. A 400Hz (figure 3.17(c)), si l'on exclut les perturbations dans les phases d'approche et d'éloignement, un monopôle à 13,35m du nez du train avec un coefficient de 0,48Pa permet de correctement retranscrire le lobe principal du rayonnement.

Cette première étude permet de mettre en lumière certaines caractéristiques des émergences mono-fréquentielles des sources réelles :

- pour les plus basses fréquences, le plus délicat est de rendre compte de l'extension de la source réelle avec des sources équivalentes ponctuelles “simples” ;
- des modèles simples de sources conviendraient pour les émergences moyennes fréquences, mais cela reste valable pour une hauteur donnée (1 microphone), équivalente à celle de la source. La relative simplicité des champs rayonnés par les sources en toiture peut être mise à mal par les effets de diffraction sur la caisse du train (le récepteur se situant autour de 1,5m / 2m) : si l'on prend l'ensemble des microphones en compte, les modèles simples peuvent ne plus suffire.

L'identification des composantes tonales menée avec 1 voie de mesure permet de caractériser leur directivité horizontale. Les résultats obtenus avec quelques multipôles équivalents (monopôles ou dipôles) sont encourageants. Pour représenter le rayonnement des composantes tonales dans l'ensemble du plan auquel va appartenir le récepteur, les caractéristiques des multipôles équivalents doivent être identifiées à partir des mesures d'antenne 2D.

3.4.4 Diffraction du rayonnement par l'environnement de la source

L'exploitation des mesures in situ est rendu difficile par les conditions de déroulement des essais : mouvement du train, antenne de microphones ne pouvant pas entourer la source, seule une description partielle du rayonnement de celle-ci est possible. Dans ces conditions, des mesures en laboratoire (chambre anéchoïque) de chacune des sources isolées de leur environnement sur le train (sources nues) peuvent être une alternative à des mesures in situ. Cependant, caractériser ainsi les sources du train revient à négliger l'influence de l'environnement de la source sur son rayonnement en champ semi-lointain (7,5m). Afin de statuer sur la pertinence de cette procédure, il faut quantifier l'effet de certains environnements typiques. Si ces effets sont importants, les mesures doivent se faire en conditions d'utilisation, c'est-à-dire pour des sources montées sur le train.

Il s'agit de caractériser l'impact d'environnements spécifiques, caractéristiques des sources de bruit ferroviaire comme des sources bafflées, des sources entourées de couronnes ou insérées dans des compartiments, sur le rayonnement de ces sources. En effet, l'étude bibliographique a permis d'établir les rayonnements de sources typiques, tels que les sorties de tuyaux ou encore les ventilateurs, paragraphe 1.1.3. Il s'est avéré qu'en basses fréquences, ces sources produisaient des champs de type monopolaire pour la sortie de tuyau ou dipolaire pour un ventilateur. Or, les mesures sur site menées sur un train échelle 1 ont mis en évidence des diagrammes de rayonnement complexes, y compris en basses fréquences. Nous souhaitons alors pouvoir dissocier la source "nue" et l'effet de son environnement sur son rayonnement.

Etude numérique

Une approche numérique a été entreprise dans le but de caractériser l'impact d'environnements typiques (couronne, cavité, présence de la caisse du train) sur le rayonnement de sources maîtrisées. Pour ce faire, un modèle simplifié de caisse et d'une source placée en toiture dans une couronne a été dessiné et maillé. Les calculs sont effectués à l'aide d'un code éléments de frontière/éléments finis. La couronne ainsi que la caisse sont supposées rigides. Les simulations sont menées pour des sources monofréquentielles de

130Hz, 450Hz et 600Hz (correspondant aux émergences fréquentielles du RMD à 1150tr/min). Un certain nombre de critères doivent être remplis afin de s'assurer de la pertinence de nos calculs :

- en fonction de la fréquence étudiée, la longueur de la caisse à considérer pour prendre en compte les effets de diffraction, va varier : on doit représenter 2 à 3 fois la longueur d'onde de chaque côté de la source. A 130Hz ($\lambda = 2,6m$), il faut prendre en compte et mailler au moins 5,5m de caisse de part et d'autre de la couronne ;
- au niveau des corps rigides dont la présence est prise en compte par une méthode éléments finis, il faut s'assurer d'avoir au minimum 6 éléments par longueur d'onde.

Les calculs effectués pour une source émettant à 130Hz ont montré que ce dernier impératif n'est pas suffisant pour assurer la convergence du calcul avec le raffinement du maillage. Il faut beaucoup plus que 6 éléments par longueur d'onde pour pouvoir atteindre la stabilité des résultats lors de raffinement de maillage. Or, compte-tenu de la taille du problème (11m x 2,7m x 2m), ce raffinement donne lieu à des calculs beaucoup trop lourds qui n'ont pas pu être menés à terme.

Une approche numérique n'est donc pas envisageable dans le cas d'étude qui nous concerne. Nous avons donc décidé de réaliser une campagne de mesure sur modèle réduit par caractériser ces effets. Par ailleurs, cette étude permet, sur un cas académique, de développer une méthode d'exploitation de mesures avec un antenne verticale de microphones, fournissant des mesures 2D.

Etude expérimentale sur un modèle réduit

Nous avons décidé de caractériser l'effet de certains environnements typiques sur le rayonnement sur une maquette simplifiée de motrice, présentant 2 sources typiques : une source en toiture entourée d'une couronne et une source encaissée dans un compartiment en bas de caisse, figure 3.19. Puisqu'il s'agit d'étudier l'effet de l'environnement, il faut dissocier le rayonnement propre à la source et les effets de diffraction. Il est donc nécessaire de travailler avec des sources "maîtrisées" ou du moins pour lesquelles le rayonnement sur la plage de fréquences étudiée est connu. Il faut aussi pouvoir balayer facilement une large gamme du spectre fréquentiel (l'échelle réduite nous oblige à considérer de hautes fréquences) : nous avons décidé de travailler avec de petits haut-

parleurs dont nous avons caractérisé le rayonnement, pour différentes gammes de fréquences. De la même façon, l’environnement doit être maîtrisé : la caisse du train a été faite en médium, de sorte qu’elle peut être considérée comme parfaitement réfléchissante ; la couronne de la source en toiture est en PVC, elle est remplie de laine de roche afin de s’affranchir des problèmes de mode de cavité (figure 3.18) et le haut-parleur occupe tout le diamètre : il n’y a pas a priori d’effet de conduit (le haut-parleur est chargé mais il n’y a pas de communication entre l’amont et l’aval du tuyau qui l’entoure). Le compartiment de la source du bas est réalisé en médium de même épaisseur que la caisse (30mm) ; le compartiment est fermé à l’intérieur de la caisse, une grille est apposée en sortie (motifs carré de 1mm de côté).

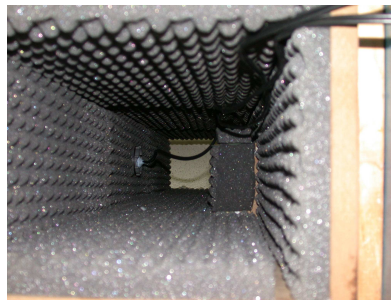


FIG. 3.18 – Intérieur de la maquette de train échelle 5/70^e, capitonné pour éviter les modes de cavité

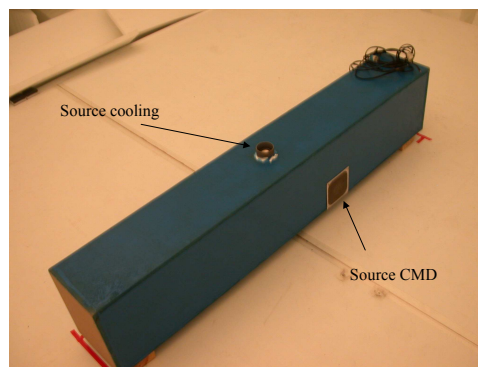
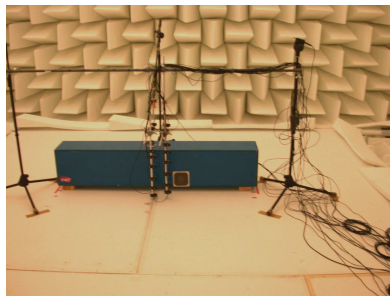


FIG. 3.19 – Maquette en chambre anéchoïque sur sol réfléchissant

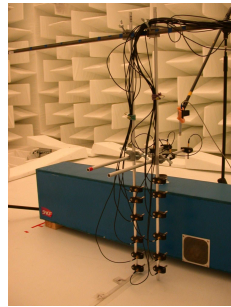
Les conditions de “propagation” sont, elles aussi, maîtrisées le plus possible : les mesures sont réalisées en chambre anéchoïque, la maquette est posée sur un plancher en contre-plaqué que l’on peut considérer comme parfaitement réfléchissant, la maquette étant posée sur des cales de 4cm de

haut, afin de conserver la distance entre caisse et sol observée généralement sur le train échelle 1 (schéma 3.22).

Les mesures sont effectuées à l’aide d’une “antenne” mobile composée de deux mâts supportant chacun 8 microphones : 2 verticaux en toiture et 6 latéraux face à la caisse de la maquette (photographies 3.20 et schéma 3.21). Cette double-antenne est translatée latéralement le long de la maquette (de 10cm en 10cm) afin d’obtenir une cartographie du champ rayonné dans un plan parallèle au train. Cette procédure de mesure est proche de celle de la campagne C, si l’on considère le mât de microphones en mouvement par rapport au train plutôt que l’inverse.



(a) vue globale



(b) zoom sur l'antenne

FIG. 3.20 – Antenne mobile composée de 2 mâts de microphones

Les positions verticales des microphones sont détaillées dans le tableau 3.1.

Les mesures n'étant pas synchrones, nous avons travaillé sur les fonctions de transfert entre la tension en entrée de la source et la pression mesurée par chaque microphone. Le déphasage inhérent à chaque voie d'enregistrement a été compensé par un facteur de phase supplémentaire.

La linéarité du comportement de chacun des deux haut-parleurs a été vérifiée en étudiant leurs impédances (fonctions de transfert entre l'entrée en tension et l'intensité électrique) : celles-ci doivent conserver la même allure tout au long de la mesure.

Les mesures effectuées permettent dans un premier temps de réaliser des cartographies du champ rayonné par chacune des deux sources afin d'observer à "l'oeil" la complexité de ces champs. Ces cartographies sont dessinées en calculant la densité spectrale de puissance mesurée par chacun des microphones, en extrayant de cette densité la composante énergétique à

Microphone	y (transverse) (mm)	z (vertical) (mm)
1er mât		
1	25,3	-48,6
2	14,8	-48,6
3	4,8	-55,1
4	4,8	-60,6
5	4,8	-67,7
6	4,8	-76,9
7	4,8	-83,8
8	4,8	-89,8
2e mât		
9	25,3	-48,6
10	10,3	-48,6
11	4,8	-51,6
12	4,8	-56,9
13	4,8	-64,6
14	4,8	-73,3
15	4,8	-81,9
16	4,8	-87,6

TAB. 3.1 – Positionnement des microphones, transversalement et verticalement par rapport à l’axe de la maquette (axes et centre du référentiel présentés figure 3.21)

une fréquence donnée et en répétant cette opération pour chaque microphone et chaque position des mâts. Ces données sont alors assemblées pour dessiner une cartographie de la densité de puissance à une fréquence, dans un plan parallèle aux parois verticales de la maquette, distant de 10cm. Les fréquences pour lesquelles les cartographies sont présentées correspondent (en prenant en compte l’effet d’échelle) aux fréquences tonales émergentes qui ont été relevées lors des mesures échelle 1, figures 3.27 et 3.28.

On constate dans les deux cas, une évolution du champ avec la fréquence. Avant d’émettre des hypothèses sur le rôle de l’environnement de la source sur la complexité de ces champs, il est nécessaire de caractériser le comportement des haut-parleurs “nus”, c’est-à-dire sans carénage.

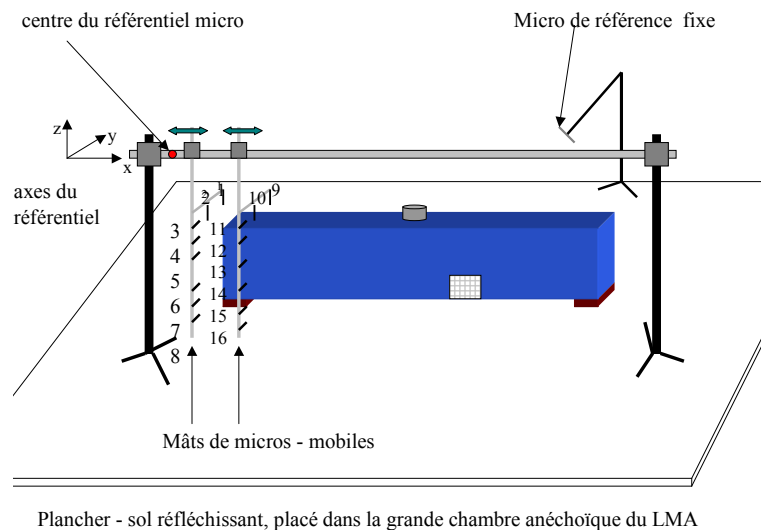


FIG. 3.21 – Schéma des mesures sur modèle réduit

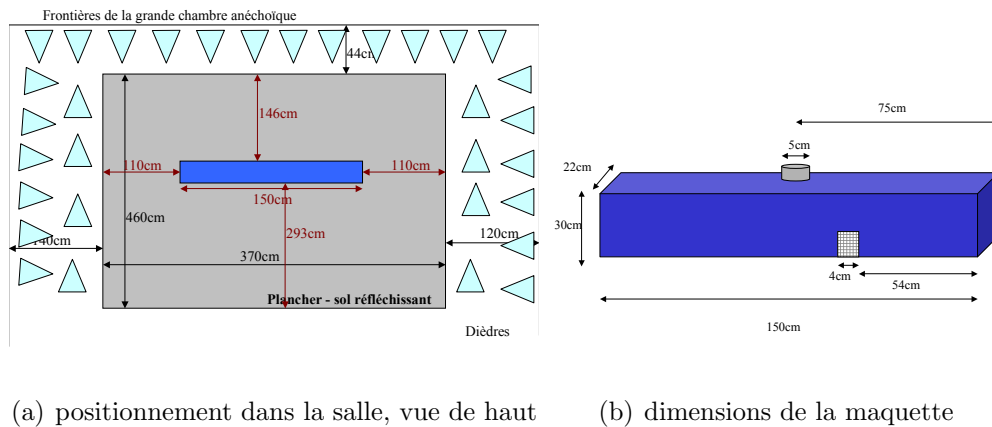


FIG. 3.22 – Schémas donnant les dimensions de la maquette

Caractérisation du rayonnement des haut-parleurs nus

Cette caractérisation est effectuée par le biais d'une mesure de directivité des deux haut-parleurs, mesure effectuée au LMA dans la chambre anéchoïque et décrite dans le schéma 3.23.

Les directivités des deux haut-parleurs peuvent alors être tracées, tout d'abord pour des fréquences données couvrant une large gamme de fonctionnement des haut-parleurs puis pour les fréquences spécifiquement étudiées correspondant aux fréquences tonales des sources réelles.

Ces diagrammes de directivité permettent d'écarter ce qui aurait pu être considéré pour des effets de diffraction ou des effets liés à l'environnement de

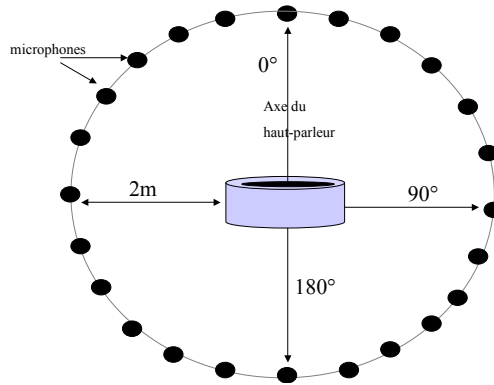


FIG. 3.23 – Configuration de la mesures permettant de caractériser la directivité des HP, l'axe indiqué correspond à l'axe perpendiculaire à la membrane du haut-parleur

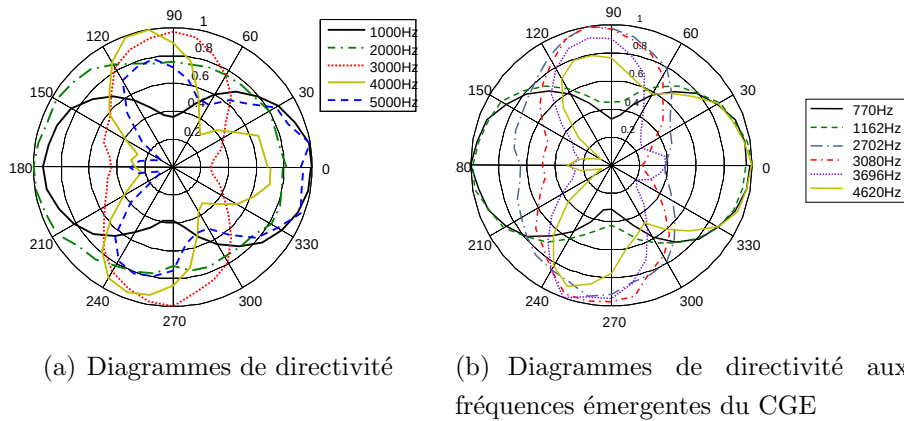


FIG. 3.24 – Diagrammes de directivité du haut-parleur du compartiment en bas de caisse. Niveaux linéaires normalisés par rapport au niveau mesuré à 0° , en face du haut-parleur

la source. Typiquement, dans le cas du compartiment du groupe électrogène et si seules les cartographies du champ sont étudiées, cf figure 3.28, on constate qu'entre 770Hz et 2700Hz, la source apparente "monte" : le maximum de niveau à 2700Hz se présente à $60-70^\circ$ au-dessus de l'axe de la source alors qu'il était dans l'axe à 770Hz. Or, les diagrammes de directivité du haut-parleur d'un pouce, figure 3.24, présentent à 770Hz un lobe principal dans l'axe du haut-parleur et à 2700Hz deux lobes principaux à 60° de l'axe de la source. Ce qui aurait pu être considéré comme une apparition de source fictive due à de la diffraction ou à l'effet de sol, est en fait lié au comportement du haut-parleur. Dans le cas du RMD (système de refroidissement du moteur diesel), le comportement du haut-parleur n'explique pas la complexification du champ

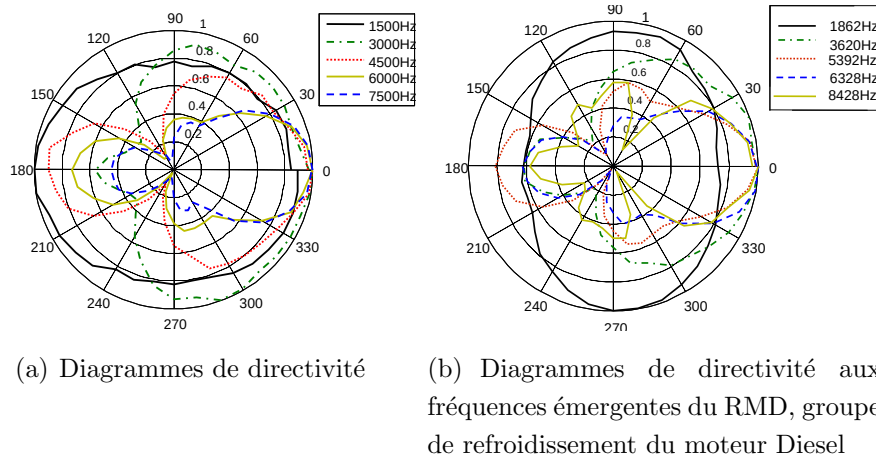


FIG. 3.25 – Diagrammes de directivité du haut-parleur entouré d’une couronne, en toiture. Niveaux linéaires normalisés par rapport au niveau mesuré à 0° , en face du haut-parleur

constatée, figure 3.27. Dans cette configuration, c’est le flanc du haut-parleur qui fait front aux mâts de microphones. Le champ émis par le haut-parleur nu est supposé symétrique axialement : le champ mesuré sans environnement devrait donc être quasi-monopolaire comme à 1820Hz (quasi-monopolaire car la source n’étant pas ponctuelle, le front d’onde n’est pas sphérique mais entre l’onde plane et l’onde sphérique). L’apparition de deux sources à 3620Hz et le niveau maximum qui “descend” à 5392Hz, peuvent être raisonnablement attribués à des effets de diffraction du champ de la source par son environnement.

Méthode d’exploitation des mesures

Afin de décrire les champs rayonnés en présence des phénomènes de diffraction, on décide de les projeter sur une base d’harmoniques sphériques, notées HS dans la suite. Pour ce faire, un processus d’optimisation est mis au point. Il est testé en étant appliqué à des champs parfaitement maîtrisés puisque provenant d’une simulation : ces champs simulés résultent du rayonnement d’une source ponctuelle décrite par 4 (ordres 0 et 1) ou 6 coefficients d’harmoniques sphériques. L’ordre 2 de décomposition sur la base d’harmoniques sphériques nécessite l’identification de 9 coefficients. Or, dans notre cas, le champ de pression n’est que partiellement caractérisé par un nombre restreint de mesures, utilisant une antenne de petites dimensions comparativement au corps rayonnant. Le processus d’optimisation utilisant ces mesures ne permet pas d’identifier 9 coefficients : il échoue au-delà de 6

coefficients recherchés. Nous avons pris le parti de privilégier, pour l'ordre 2, deux coefficients traduisant un rayonnement symétrique par rapport à l'axe du train ($n=2$ $m=0$ et $n=2$ $m=1$). L'effet de sol est pris en compte en ajoutant la contribution d'une source image, le sol étant considéré comme parfaitement réfléchissant.

Dans un premier temps, on décide d'optimiser à la fois sur la position verticale et longitudinale de la source ponctuelle équivalente et sur les coefficients d'HS du premier ordre.

$$F_{cout}(x_{source}, z_{source}, coefficients_{HS}) = \sum_{j=1}^M \left\| \sum_{i=1}^N C_i HS_i^j(x, z) - FT_{mesurej} \right\| \quad (3.4)$$

où M est le nombre de points de mesure du réseau de microphones et N le nombre de coefficients d'harmoniques sphériques à identifier.

Très vite, la qualité du processus d'optimisation se révèle particulièrement sensible au paramètre de position.

Il a été constaté que les coefficients d'HS reconstruits peuvent être totalement modifiés si l'on déplace un tant soit peu la source : dans le cas d'un champ connu (simulé), on constate que les coefficients utilisés pour la construction du dit champ et recherchés à l'aide d'une méthode du simplex, ne sont jamais retrouvés si l'on impose une position de la source qui n'est pas celle utilisée dans la première étape. Par contre, tant que la position de la source est la bonne, l'introduction d'erreur sur le champ fabriqué, perturbe peu le processus d'optimisation : les coefficients sont retrouvés avec un facteur d'erreur proportionnel à celui utilisé (si l'on introduit un bruit sur le champ simulé correspondant à un rapport signal/bruit de 95%, les coefficients d'HS sont retrouvés dans le voisinage de ceux réellement utilisés, avec au plus 10% d'erreur).

L'autre point délicat par rapport aux paramètres positions est la retranscription de l'extension des sources : les sources mesurées sont relativement étendues (haut-parleur de 1 pouce ou 2 pouces, mâts de microphones distant de 10cm de la paroi du train). Pour déjouer cette déviation au modèle de source ponctuelle et retranscrire cet effet d'extension, le processus d'optimisation a tendance à éloigner la source ponctuelle équivalente du réseau de microphones, pour avoir une partie du plan assez vaste dans laquelle le champ est uniforme (front d'onde assez large en

s'éloignant de la source). Le processus d'optimisation a donc tendance à donner des positions de sources équivalentes externes au train. Ce n'est pas ce que nous souhaitons : il serait préférable d'avoir la source ponctuelle équivalente dans la région du maximum de niveau obtenu et que l'effet d'extension de la source soit retranscrit à l'aide des coefficients d'HS. On va donc forcer le processus d'optimisation au niveau des paramètres de position.

Deux algorithmes d'optimisation ont été testés : la méthode du simplexe et la méthode du gradient. Le vecteur gradient introduit dans cette dernière a été calculé comme suit :

soit $FT(\bar{x})$ la fonction de transfert entre la tension d'entrée du haut-parleur et le signal en un point de l'espace, en décomposant cette fonction de transfert sur une base d'harmoniques sphériques, on peut écrire :

$$FT(\bar{x}) = \sum_{i=1}^N HS_i(\bar{x})C_i \quad (3.5)$$

$HS_i(\bar{x})$ étant les valeurs des N harmoniques sphériques considérées aux points $\bar{x}$ et C_i les poids de ces différentes harmoniques. L'effet de sol peut être inclus dans cette somme : les sources images sont affectées des mêmes coefficients C_i et la fonction de transfert globale peut s'écrire :

$$FT(\bar{x}) = \sum_{i=1}^N (HS_i + HS_i^{image})(\bar{x})C_i = \sum_{i=1}^N HS'_i(\bar{x})C_i \quad (3.6)$$

où les HS' comprennent les paramètres des fonctions de transfert liées à la source directe et ceux des fonctions de transfert liées à la source image. La fonctionnelle de l'erreur quadratique qui sera la fonction à minimiser dans le processus d'optimisation s'écrit :

$$\begin{aligned} FQ(\bar{C}) &= \left\| \sum_{i=1}^N HS'_i(\bar{x})C_i - FT_{mes} \right\|^2 \\ &= \int_{espace} \left(\sum_{i=1}^N C_i HS'_i(\bar{x}) - FT_{mes} \right) \left(\sum_{i=1}^N C_i HS'_i(\bar{x}) - FT_{mes} \right)^* dV \end{aligned} \quad (3.7)$$

Pour obtenir un minimum il faut :

$$\frac{\partial FQ(\bar{C})}{\partial C_n} = \int_{espace} HS_n(\bar{x}) \left(\sum_{i=1}^N C_i HS'_i(\bar{x}) - FT_{mes} \right)^* dV = 0 \quad (3.8)$$

l'intégrale sur l'espace se limitant aux points de mesures, la somme continue devient une somme discrète sur ces k points de mesure :

$$\sum_{k=1}^K \left\{ HS'_n(x_k) \left(\sum_{i=1}^N C_i HS'_i(x_k) - FT_{mes}(x_k) \right)^* \right\} = 0 \quad (3.9)$$

Le membre de gauche de ces N équations compose le vecteur gradient qui sera précisé dans la procédure d'optimisation par gradient.

Comparaison entre simplex et méthode du gradient

Une comparaison a été réalisée entre les deux algorithmes pour des champs préalablement simulés donc parfaitement connus.

L'algorithme du simplex utilisé ne supporte pas de contraintes sur ses paramètres, nous avons donc éliminé les paramètres position de la procédure d'optimisation à proprement parler. En itérant sur les deux paramètres de position (chacun représenté par un vecteur), une procédure d'optimisation par simplex est lancée sur les paramètres correspondants aux coefficients des HS. Suite à cette double boucle de procédure, nous obtenons un plan des fonctions coût finales pour chaque paire de position (x, z).

En résumé, les différentes positions possibles de la source sont représentées par les vecteurs $\underline{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ et $\underline{z} = (z_1, z_2, \dots, z_m)$, n et m étant le nombre de valeurs testées pour respectivement x et z (de l'ordre de 8 selon les fréquences auxquelles sont menées les identifications). Pour chaque paire (x_i, z_j) , la procédure de minimisation de la fonction coût est lancée sur les coefficients HS de la source, ce qui permet d'obtenir, à la dernière itération une valeur finale de la fonction coût : fc_{ij} .

Tracer dans le plan $[\underline{x}, \underline{z}]$ les fc_{ij} (figure 3.26) permet de visualiser pour quelles coordonnées la fonction coût finale est minimale et ainsi de déterminer la position de la source équivalente ainsi que ses coefficients d'harmoniques sphériques optimisés. Pour que cette procédure soit valable, on s'est assuré que les procédures d'optimisation étaient toutes menées à terme.

Cette même procédure a été réalisée avec l'algorithme de descente du gradient.

En utilisant l'algorithme du simplex, dès lors que la position exacte de la source est proposée dans les combinaisons des vecteurs position (le champ n'est pas perturbé par un pourcentage d'erreur adjoint), la cartographie des

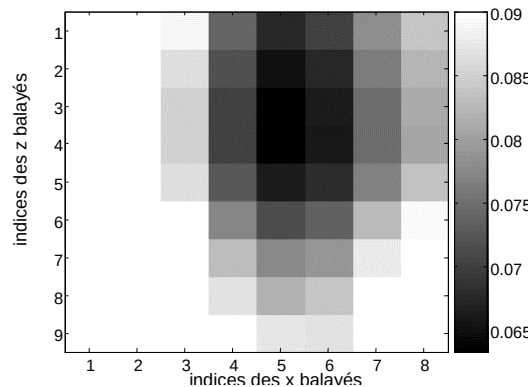


FIG. 3.26 – Exemple de cartographie des fonctions coût finales en fonctions des différentes positions de source possibles

fonctions coût présente un minimum pour la combinaison réelle de la position de la source. Les coefficients sont retrouvés à $\pm 1\%$ d'erreur. Le processus faisant appel à la méthode du gradient ne montre pas une telle efficacité : ce processus est extrêmement sensible à la valeur de départ des paramètres. La position comme les coefficients d'HS ne sont pas retrouvés si le vecteur des paramètres de départ n'est pas dans un voisinage proche du vecteur solution (moins de 5% d'écart). La fonction coût doit présenter un grand nombre de minima locaux qui déjouent le processus de recherche du minimum global. C'est donc l'algorithme du simplex qui sera utilisé dans la suite de l'étude.

Une étude de sensibilité a été menée afin de cerner les limites d'utilisation de ce processus : sa robustesse si l'on adjoint du bruit au signal ; sa robustesse si la source à caractériser n'est pas à la même position que la source utilisée pour simuler le signal. Ces procédures ont été réalisées, tout d'abord pour un champ provenant du rayonnement d'une source décrite par 4 coefficients d'HS puis pour un champ produit par une source décrite par 6 coefficients d'HS. L'ordre 2 des harmoniques sphériques correspond à la recherche de 9 coefficients. Cependant, notre système {mesures par une antenne verticale / algorithme du simplex} ne permet pas de rechercher 9 coefficients : les résultats divergent dès que l'on modifie les conditions initiales. Nous avons donc dû limiter le nombre de coefficients d'harmoniques sphériques recherchés : 2 coefficients sont recherchés à l'ordre 2, correspondant à des contributions au champ rayonné symétriques par rapport à l'axe longitudinal de la maquette (ou du train).

Source décrite avec 4 coefficients

La méthode employée permet de retrouver systématiquement les coefficients utilisés pour la construction du champ initial, dès lors que la position exacte de la source existe dans la combinaison des deux vecteurs de position proposés et que le champ n'est pas perturbé. Le processus aboutit sur les bons coefficients d'HS quelle que soit la combinaison de sources utilisée pour fabriquer le champ en amont.

Robustesse face à l'insertion d'un pourcentage d'erreur dans le champ

Le processus d'optimisation n'est pas trop perturbé par l'adjonction d'un pourcentage d'erreur (rapport signal/bruit de 20) sur le champ fabriqué, tant que la position exacte de la source existe dans la combinaison des vecteurs positions parcourus. La position exacte de la source est retrouvée, et ce pour différentes combinaisons des 4 premiers coefficients d'HS ; on retrouve les coefficients avec des pourcentages d'erreur sur ces coefficients qui varient de 2 à 5%.

Robustesse face au décalage de la source

Si la position exacte de la source ponctuelle n'existe pas dans la combinaison des deux vecteurs positions parcourus, l'erreur est plus importante. La source est en général retrouvée à la position la plus proche de la source utilisée pour le calcul du champ, cependant les coefficients peuvent être grandement modifiés par ce décalage.

Source décrite avec 6 coefficients

L'optimisation avec 6 coefficients sans aucune perturbation du champ (pourcentage d'erreur ou décalage de la source) fonctionne : la position de la source est précisément retrouvée ainsi que les 6 coefficients. Dès que le champ fabriqué est affecté d'un pourcentage d'erreur, la position de la source est retrouvée (la position réelle existant dans la combinaison des vecteurs position) mais les coefficients supportent des erreurs allant de 20% d'erreur à 90%.

Dès que la position de la source n'est plus dans la combinaison des vecteurs position, les résultats avec 6 paramètres ne sont plus acceptables.

Il est donc important de proposer un grand nombre de vecteurs position. En effet, c'est le paramètre le plus influent sur la qualité d'identification : quel que soit le nombre de coefficients d'HS recherchés, si la position "exacte" de la source n'appartient pas aux vecteurs proposés, le processus aboutit rarement à une identification satisfaisante.

Caractérisation du rayonnement des haut-parleurs en environnements typiques

La méthode mise au point précédemment peut être appliquée aux mesures effectuées sur modèle réduit du train.

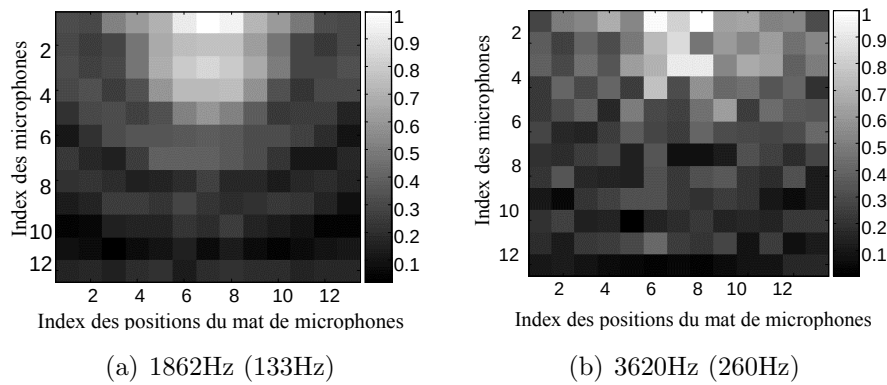


FIG. 3.27 – Cartographies du champ rayonné mesuré (fonctions de transfert normalisées) par le compartiment du groupe de refroidissement en toiture (RMD) à 1862Hz et 3620Hz (échelle 1 : 133Hz, 260Hz)

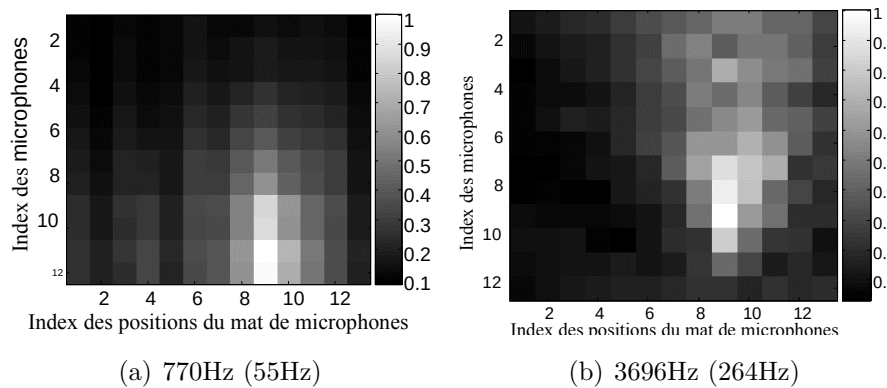


FIG. 3.28 – Cartographies du champ rayonné mesuré (fonctions de transfert normalisées) par le compartiment moteur diesel à 770Hz et 3696Hz (échelle 1 : 55Hz, 264Hz)

Un critère a été développé en vue d'évaluer la qualité du processus d'identification des paramètres : il s'agit de quantifier le nombre de points de mesures pour lesquels la fonction de transfert simulée présente un écart inférieur à 2dB (resp. 5 ou 10dB) par rapport à la fonction de transfert mesurée :

$$N_{2dB} = [10 * \log_{10}(FT_{mesure}) - 10 * \log_{10}(FT_{reconstitue})] \leq 2$$

$$PCT_{2dB} = \frac{N_{2dB}}{N_{total \text{ points de mesure}}} \quad (3.10)$$

Une première étude a été menée afin d'évaluer l'amélioration de l'identification avec l'augmentation du nombre de coefficients d'harmoniques sphériques pris en compte : une source décrite par 4 puis par 6 coefficients est considérée. Les calculs sont menés aux fréquences qui correspondent aux composantes harmoniques prédominantes des sources à échelle 1.

Pour le RMD : 133Hz, 260Hz et 386Hz échelle 1 soit 1862Hz, 3620Hz et 5392Hz échelle 5/70^e. Des émergences plus basses fréquences ont aussi été testées.

Pour le compartiment en bas de caisse (compartiment du groupe électrogène ou CGE) : 55Hz, 83Hz, et 264Hz échelle 1 soit 770Hz, 1162Hz et 3696Hz échelle 5/70^e.

	RMD (toiture)			CGE		
Fréquences	1862Hz	3620Hz	5392 Hz	770Hz	1162Hz	3696Hz
Position de la source						
x (m)	0,81	0,84	0,82	1,04	1,08	1,06
y (m)	0,25	0,25	0,25	0,14	0,14	0,14
z (m)	0,31	0,45	0,41	0,1	0,07	0,08
PCT 10dB	99,5%	98,5%	99,5%	100%	100%	100%
PCT 5dB	95,7%	91,8%	88,9%	97,6%	97,1%	92.8%
PCT 2dB	61,1%	55,3%	51,4%	74,5%	74,5%	66.3%

TAB. 3.2 – Qualité de l'identification pour une source équivalente définie avec 4 coefficients

Une autre piste d'analyse consiste à comparer les coefficients des harmoniques sphériques obtenus avec 4 et 6 paramètres afin de voir si les coefficients d'ordre 0 et 1 sont robustes lorsqu'on adjoint des contributions

	RMD (toiture)			CGE		
Fréquences	1862Hz	3620Hz	5392 Hz	770Hz	1162Hz	3696Hz
Position de la source						
x (m)	0,81	0,82	0,82	1,04	1,04	1,06
y (m)	0,25	0,25	0,25	0,14	0,14	0,14
z (m)	0,31	0,31	0,31	0,1	0,04	0,10
PCT 10dB	98,6%	99%	100%	100%	100%	100%
PCT 5dB	95,2%	94,2%	93,3%	98,1%	97,1%	93.3%
PCT 2dB	75%	67,8%	51,4%	74,5%	77,9%	64.9%

TAB. 3.3 – Qualité de l’identification pour une source équivalente définie avec 6 coefficients

venant d’HS d’ordres supérieurs.

La comparaison des tableaux 3.2, 3.3 et 3.4 démontre que la qualité de l’identification n’est pas fortement améliorée en passant de 4 paramètres à 6 paramètres. Une des difficultés de cette identification réside dans la façon dont peut être prise en compte l’extension de la source, en particulier pour la source en toiture dont le haut-parleur est de 2 pouces et qui est vue par le réseau de microphones sur sa partie latérale (son flanc). Pour ce cas, on constate, pour la source en toiture à 1862Hz caractéristique du problème de source étendue, que la caractérisation à 6 coefficients améliore la précision du rendu : on passe de 61% de points de mesure avec une erreur de moins de 2dB pour 4 paramètres à 75% avec 6 paramètres. De plus, pour la source en toiture, les hauteurs de source (z) pour 6 paramètres permettent de garder la source sur la maquette contrairement aux hauteurs pour 4 paramètres. Afin d’améliorer le rendu du champ réel par notre champ simulé, il a paru naturel d’introduire une ou plusieurs autres sources équivalentes.

Les calculs sont menés pour des sources équivalentes du RMD (source en toiture) ; les deux sources sont supposées en phase. Dans un premier temps, les 2 sources sont supposées à la même hauteur (même coordonnée z).

Les résultats de cette étude sont résumés dans le tableau 3.5. La dégradation des résultats s’explique en grande partie par l’augmentation du nombre de paramètres dans le processus d’optimisation : il y a trop de paramètres et l’optimisation est “mal menée”. La tendance observée va vers la création d’une deuxième source proche de la première et dont les coefficients

	RMD (toiture)			CGE		
Fréquences	1862Hz	3620Hz	5392 Hz	770Hz	1162Hz	3696Hz
HSP1 - monopôle						
4 coefficients	0,0045	0,0068	$4,2 \cdot 10^{-4}$	0,0128	0,0049	0,0048
6 coefficients	-0,0095	0,0010	$-1,8 \cdot 10^{-4}$	0,0121	0,0024	0,0046
HSP2 - dipôle suivant z						
4 coefficients	0,0076	$-8,8 \cdot 10^{-4}$	$3,6 \cdot 10^{-4}$	-0,0011	$-7,1 \cdot 10^{-4}$	0,0022
6 coefficients	0,0224	0,0053	0,0031	$-6,3 \cdot 10^{-4}$	$7,3 \cdot 10^{-4}$	0,0014
HSP3 - dipôle suivant y						
4 coefficients	0,0081	$3,6 \cdot 10^{-4}$	0,0011	$5,2 \cdot 10^{-4}$	0,0013	$-7 \cdot 10^{-4}$
6 coefficients	0,0166	0,0030	0,0011	$8,1 \cdot 10^{-4}$	0,0024	$-6,1 \cdot 10^{-4}$
HSI3 - dipôle suivant x						
4 coefficients	0,0032	$2,6 \cdot 10^{-4}$	$9,9 \cdot 10^{-4}$	$8,8 \cdot 10^{-4}$	$9 \cdot 10^{-5}$	$-2,8 \cdot 10^{-4}$
6 coefficients	0,0039	-0,0013	$-6 \cdot 10^{-4}$	0,0013	$6,8 \cdot 10^{-4}$	$-8,8 \cdot 10^{-4}$
HSP4 - quadrupôle 1						
6 coefficients	$-5,04 \cdot 10^{-4}$	$9,8 \cdot 10^{-5}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$	$-4,2 \cdot 10^{-5}$	$-3,5 \cdot 10^{-5}$	$7 \cdot 10^{-5}$
HSP5 - quadrupôle 2						
6 coefficients	$-6,44 \cdot 10^{-4}$	$-1,7 \cdot 10^{-4}$	$-6,8 \cdot 10^{-5}$	$-3,3 \cdot 10^{-5}$	$-9,2 \cdot 10^{-5}$	$6,2 \cdot 10^{-5}$

TAB. 3.4 – Comparaison des coefficients d’HS - processus mené pour 4 ou 6 coefficients

d’harmoniques sphériques vont compenser ceux de la première (quasi mêmes coefficients mais de signe opposé) plutôt que de les compléter.

Afin de palier au problème de la mauvaise gestion par le processus d’optimisation d’un trop grand nombre de paramètres, les paramètres de la première source sont fixés à ceux obtenus lorsqu’elle était “seule”. La deuxième source viendrait alors “compléter” la première. Par ailleurs, la contrainte sur la coordonnée verticale des sources est levée : la seconde source peut évoluer verticalement dans un domaine raisonnable par rapport à l’encombrement de la source réelle. Les résultats concernant la qualité de l’identification pour ce processus sont résumés dans le tableau 3.6

Cette méthode permet d’améliorer la qualité d’identification par rapport au cas où les caractéristiques des deux sources étaient recherchées conjointement. Un processus itératif pourrait donc être mis en place, une source se rajoutant après l’autre, en bloquant les paramètres des sources précédentes. Cependant les résultats obtenus par ce processus pour deux sources sont

	RMD (toiture)		
Fréquences	1862Hz	3620Hz	5392 Hz
Position de la 1ere source			
x (m)	0,81	0,84	0,83
y (m)	0,25	0,25	0,25
z (m)	0,31	0,43	0,41
Position de la 2e source			
x (m)	0,82	0,81	0,80
y (m)	0,25	0,25	0,25
z (m)	0,31	0,43	0,41
PCT 10dB	99,5%	95,2%	90,9%
PCT 5dB	93,7%	56,7%	55,3%
PCT 2dB	63%	19,2%	20,2%

TAB. 3.5 – Qualité de l'identification pour deux sources équivalentes définie avec 4 coefficients

comparables à ceux obtenus avec une seule source, voire détériorés si l'on compare avec une source définie par 6 coefficients d'harmoniques sphériques.

En résumé, le processus mené avec 6 coefficients permet d'améliorer l'identification de la source par rapport à celui mené avec 4 coefficients, y compris pour les composantes basses fréquences. L'identification de l'ensemble des coefficients correspondant à l'ordre 2 d'une décomposition en harmoniques sphériques ne peut pas être menée à bien pour des questions de robustesse du processus d'optimisation. On se limite donc aux premiers coefficients de l'ordre 2 assurant un rayonnement symétrique par rapport à l'axe de la maquette. L'adjonction d'une deuxième source équivalente pour retranscrire l'extension de la source physique ou pour perturber le champ peut améliorer l'identification si les caractéristiques de la première source sont fixées au préalable. Si les deux sources équivalentes sont caractérisées en parallèle, le nombre de paramètres est trop important et le processus de minimisation est mal mené.

Application à l'identification des effets de diffraction

Si l'on s'attarde désormais sur les coefficients obtenus, on constate qu'il y a effectivement complexification du champ rayonné, due au carénage des sources. Dans le cas du RMD à 1862Hz, si le coefficient monopolaire (HSP1) n'est pas le plus important (tableau 3.4), ce n'est pas dû à la complexité du

	RMD (toiture)		
Fréquences	1862Hz	3620Hz	5392 Hz
Position de la 1ere source			
x (m)	0,81	0,84	0,83
y (m)	0,25	0,25	0,25
z (m)	0,31	0,43	0,41
Position de la 2e source			
x (m)	0,82	0,87	0,81
y (m)	0,25	0,25	0,25
z (m)	0,40	0,40	0,31
PCT 10dB	99,5%	99%	99,5%
PCT 5dB	95,2%	92,3%	89,9%
PCT 2dB	61,1%	58,7%	54,8%

TAB. 3.6 – Qualité de l'identification pour deux sources équivalentes définie avec 4 coefficients, la première source ayant des paramètres définis au préalable

champ rayonné mais à la difficulté de représenter une source de 2 pouces de diamètre par une source ponctuelle, à une distance de 25cm de la source. Pour les autres fréquences émergentes du RMD (3620Hz et 5392Hz), une nouvelle fois le coefficient monopolaire ne domine pas les autres. L'environnement de la source complexifie donc le champ rayonné perçu en champ proche (à échelle 1, on se trouverait à 1,4m du train).

Les résultats obtenus pour la source dans le compartiment moteur diesel ne sont pas aussi clairs, la complexité du rayonnement du haut-parleur nu venant s'ajouter à l'effet de l'environnement. Ainsi, le principal effet constaté (la source qui a tendance à monter) vient des lobes de directivité du haut-parleur qui s'éloignent de l'axe du haut-parleur aux fréquences étudiées.

Bilan des mesures sur modèle réduit

L'analyse des mesures sur modèle réduit a permis de mettre au point une méthode d'exploitation pour ce type de réalisation. Cela a aussi permis de mettre en avant deux difficultés majeures lors de la caractérisation de sources équivalentes :

- une source étendue est difficilement représentable par un nombre réduit de sources ponctuelles ;

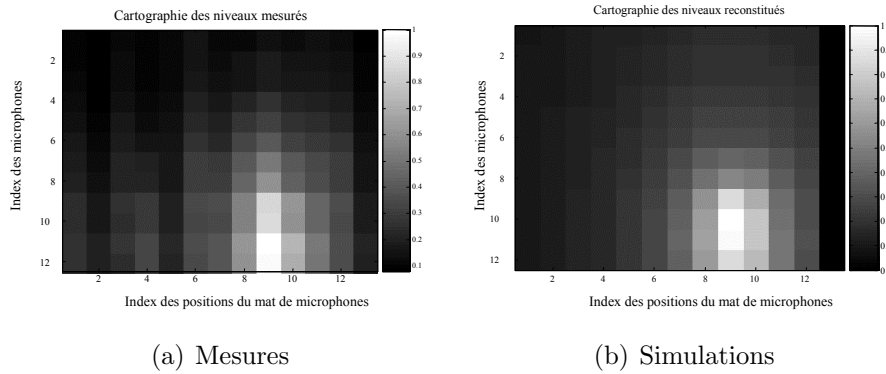


FIG. 3.29 – Cartographies des rayonnements de l'émergence du compartiment en bas de caisse à 770Hz

- l'augmentation de l'ordre d'HS de la source équivalente permet de mieux représenter le rayonnement des sources physiques mais cela introduit des paramètres supplémentaires qui peuvent déjouer le processus d'optimisation. Ainsi, seule une partie des coefficients de l'ordre 2 a pu être identifiée.

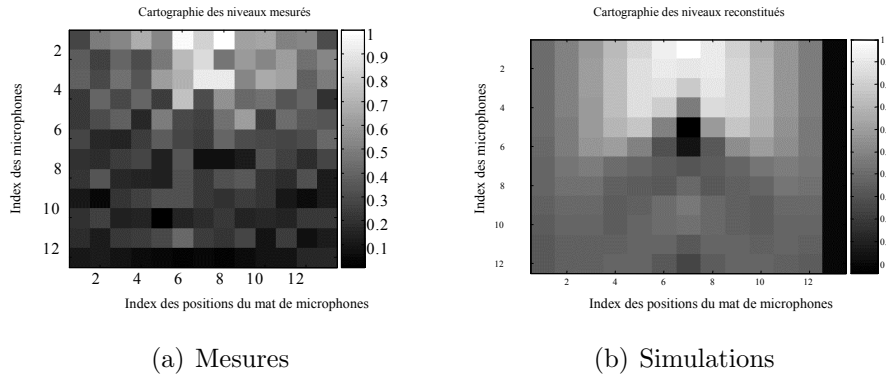


FIG. 3.30 – Cartographies des rayonnements de l'émergence de la source en toiture à 3620Hz

Les figures 3.29 et 3.30 permettent de résumer les paramètres d'identification pour deux émergences typiques des deux types de sources. On constate en effet, pour la source en toiture, que les coefficients sont du même ordre de grandeur entre monopôles et dipôles. Les coefficients d'ordre 2 (seuls deux coefficients d'ordre 2 sont identifiés) sont eux aussi du même ordre de grandeur. Cette source présente des poids identiques entre contribution d'ordre 0, d'ordre 1 et d'ordre 2 et même avec une caractérisation partielle à l'ordre 2, cela ne permet d'obtenir un critère à 2dB que de 68%.

Pour mieux répondre aux contraintes fixées par l'utilisation des sources équivalentes dans VAMPPASS, on préférera augmenter l'ordre des harmoniques sphériques caractérisant un multipôle que d'identifier plusieurs sources équivalentes. L'ordre de ce multipôle sera cependant limité par le processus d'optimisation.

D'autre part, bien que cela puisse être une alternative aux mesures in situ, les données issues de mesures pour des sources nues, en laboratoire, négligent l'effet de l'environnement sur le rayonnement de la source alors que ce dernier peut être très important (comme pour le cas du RMD). Les mesures effectuées sur le modèle réduit ont permis de confirmer que la caractérisation des auxiliaires de traction devait, autant que faire se peut, se réaliser avec les sources en condition de fonctionnement sur le train.

Suite à cette étude sur modèle réduit, la méthode développée a été appliquée aux mesures de la campagne C.

3.4.5 Avec un réseau de microphones

La méthode développée dans le paragraphe précédent 3.4.4 va permettre d'exploiter plus avant les mesures de la campagne C. Pour l'identification des coefficients d'harmoniques sphériques, l'ensemble des microphones sur tout le passage de la source mono-fréquentielle est pris en compte. On crée un réseau 2D de microphones : 12 positions verticales de microphones le long de l'antenne verticale pour une trentaine de positions horizontales le long du train. Le signal temporel est tronqué de part et d'autre des positions relevées sur le train (tous les 50cm) comme l'illustre la figure 3.31 ; il faut trouver un compromis entre une troncature courte pour avoir une source se déplaçant très peu par rapport au microphone pendant la mesure et un signal suffisamment long pour pouvoir calculer la densité spectrale de puissance avec des paramètres raisonnables. Les signaux étant échantillonnés à 65536Hz, les deux contraintes sont assez facilement respectées : la source parcourt 25cm sur chaque fenêtre de calcul, soit 250ms de signal pour un passage de $1m/s$. Les fenêtres d'analyse ne se recouvrent pas.

Il faut noter que ces mesures se faisant sur un domaine géométrique limité (le réseau n'entoure pas la source), la caractérisation des sources n'est valable que dans l'angle solide défini par les dimensions de l'antenne que nous venons de créer. Par ailleurs, seuls les modules des champs mesurés sont utilisés puisque

les signaux de l'antenne reconstituée ne sont pas synchrones.

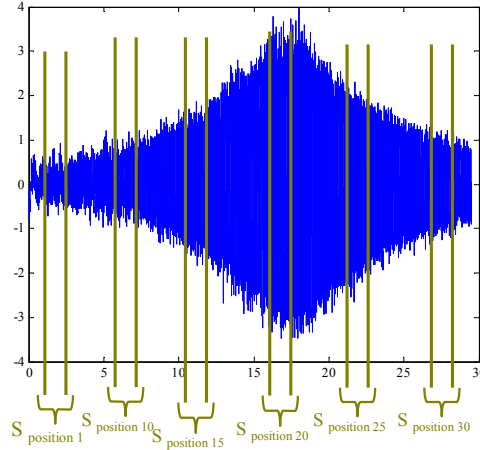


FIG. 3.31 – Schéma d'illustration du découpage des signaux temporels sur chaque voie de mesure pour obtenir des données 2 dimensions (antenne plane)

La caractérisation des sources équivalentes se fait à nouveau par minimisation de la fonction coût entre module du champ mesuré et module du champ reconstitué. Suite à l'étude comparative qui a été menée pour les mesures sur modèle réduit, c'est l'algorithme du simplex qui est retenu, avec la procédure mise en place pour le modèle réduit. Les configurations de mesure sur modèle réduit sont comparables à celles utilisées à échelle 1 : l'antenne est de petites dimensions para rapport aux corps rayonnants, le nombre de mesures effectuées est restreint ce qui implique que le champ de pression n'est que partiellement caractérisé. Le processus d'optimisation ne permet donc pas de mener l'indentification des 9 coefficients d'harmoniques sphériques correspondant à l'ordre 2 de décomposition. Seuls 6 coefficients au maximum ont pu être identifiés.

Le tableau 3.7 réunit l'ensemble des coefficients des deux premiers ordres d'harmoniques sphériques obtenus pour caractériser les émergences fréquentielles retenues. HSP1 fait référence à la composante monopolaire, HSP2 à la composante dipolaire suivant l'axe vertical (z), HSP3 à la composante dipolaire suivant l'axe du train (x) et HSI3 à la composante dipolaire suivant l'axe transverse au train (y).

Le tableau 3.8 récapitule les valeurs du critère établi pour évaluer la qualité de

type de source	position		Coefficients d'harmoniques sphériques			
	$x_{source}(m)$	$z_{source}(m)$	HSP1	HSP2	HSP3	HSI3
Echappement à 56Hz	13,5	4,6	0,0516	0,0138	0,2313	0,2858
Echappement à 112Hz	13,5	4,6	$1,21.10^{-4}$	$2,30.10^{-4}$	0,0014	0,0035
RMD à 752Hz	8	4,6	$1,95.10^{-4}$	$8,31.10^{-4}$	$-1,88.10^{-4}$	$1,50.10^{-4}$
CGE à 264Hz	7,25	0,2	0,0150	-0,0136	-0,121	0,0066
CGE à 1024Hz	7,5	0,4	-0,0016	$-9,83.10^{-4}$	0,0015	0,0011
CGE à 1232Hz	7,5	0,4	-0,0023	0,0016	0,0019	0,0019
Climatisation à 100Hz	16,5	4,6	$-9,19.10^{-4}$	$-2,06.10^{-4}$	0,0016	0,0033
Climatisation à 200Hz	13	4,6	$-3,63.10^{-4}$	$9,34.10^{-5}$	$8,80.10^{-4}$	$2,94.10^{-4}$
Climatisation à 400Hz	13,5	4	$-6,1.10^{-5}$	$3,41.10^{-5}$	$5,82.10^{-5}$	$8,47.10^{-5}$

TAB. 3.7 – Paramètres des sources équivalentes obtenues pour une source d'ordre 2

la reproduction du champ sonore par les sources équivalentes (cf paragraphe 3.4.4).

Des coefficients négatifs apparaissent pour certaines émergences (cf tableau 3.7). Ce phénomène peut s'expliquer dans le processus d'optimisation comme une compensation de certaines contributions (la contribution du monopôle venant contrecarrer la contribution d'un dipôle sur certaines parties du plan de mesure). D'un point de vue rayonnement de source et bien que travaillant uniquement sur les modules des champs, on peut imaginer ces coefficients négatifs comme des sources en opposition de phase dont les contributions se soustrairaient alors les unes aux autres. La qualité de la reproduction est très variable selon l'émergence étudiée. Globalement, elle est détériorée dans les plus hautes fréquences. Cependant, il faut noter la difficulté de rendre compte des champs étendus des plus basses fréquences par une seule source équivalente ponctuelle. Les figures 3.32 illustrent des cartographies mesurées et reconstituées pour une émergence de l'échappement à 56Hz (fréquence à laquelle le CGE contribue aussi) et une émergence du CGE à 264Hz. Les niveaux maximum sont correctement localisés et évalués. L'allure des rayonnements au voisinage de ces maxima est correctement retranscrite.

type de source	critère de qualité de l'optimisation		
	PCT 2dB	PCT 5dB	PCT 10dB
Echappement à 56Hz	26,3%	46,3%	60,4%
Echappement à 112Hz	62%	78%	91,3%
RMD à 752Hz	40,8%	54,8%	75,6%
CGE à 264Hz	45,2%	60,8%	78,3%
CGE à 1024Hz	32,3%	48,1%	67,5%
CGE à 1232Hz	29%	40,2%	59,6%
Climatisation à 100Hz	51,5%	60,5%	73,5%
Climatisation à 200Hz	71,4%	78,3%	87%
Climatisation à 400Hz	41,7%	59,1%	77,9%

TAB. 3.8 – Qualité de l'identification pour une source équivalente définie avec 4 coefficients

C'est en-dehors de ces voisinages que l'allure des champs diverge entre mesures et reconstitution. Pour toutes les cartographies que nous avons pu tracer, les champs reconstitués sont toujours moins perturbés que les champs mesurés.

3.5 Caractérisation du bruit large bande

3.5.1 Localisation, niveau et contenu spectral

Comme pour les composantes mono-fréquentielles, des cartographies de niveaux de pression ont été tracées à partir des mesures de la campagne C, pour les différents tiers d'octave entre 40Hz et 8000Hz, afin de voir si ces mesures permettaient de localiser les sources et avec quelle précision. Ces cartographies sont aussi une première approche permettant de mieux appréhender le diagramme de directivité de chaque source, dès lors qu'elles sont localisables et que les contributions de plusieurs sources ne sont pas mélangées.

Ces cartographies sont obtenues par filtrage des différents signaux des microphones par un banc de filtres.

Pour la localisation et l'attribution du bruit large bande à une source physique, la méthode consistant à confronter spectre et cartographie peut atteindre ses limites. Dans le cas le plus favorable où la source concernée est

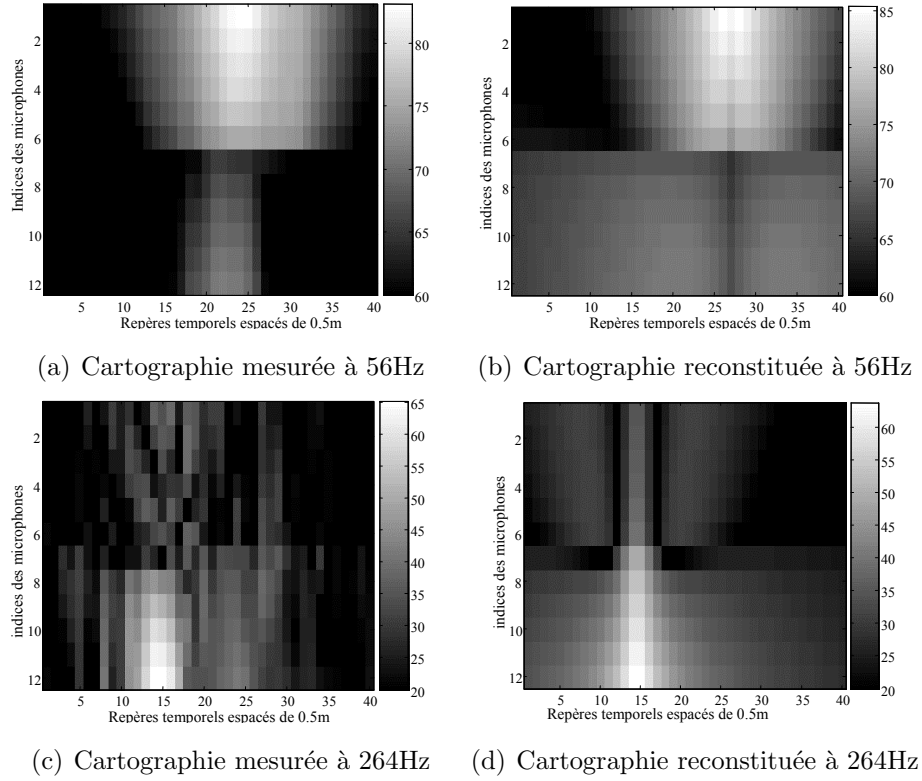


FIG. 3.32 – Exemple de cartographies mesurées et reconstituées à 56Hz pour une émergence de l'échappement et à 264Hz pour une émergence du compartiment moteur diesel

isolée d'un point de vue géographique, le signal tronqué autour de la source permet d'obtenir la contribution de cette source exhaustivement. Le bruit large bande correspond au spectre obtenu par périodogramme moyenné auquel on soustrait la contribution des harmoniques émergentes. La contribution du bruit large bande est donnée en tiers d'octave. Soit L_{pocf} le niveau du tiers d'octave auquel appartiennent des émergences :

$$L_{pocf} = 10 \log_{10} \left[\int_{ocf} DSP(f) df \right] \quad (3.11)$$

Si on considère un spectre discrétisé, de résolution fréquentielle Δf :

$$L_{pocf} = 10 \log_{10} \left[\sum_{k=1}^N DSP(f)_k \Delta f \right] \quad (3.12)$$

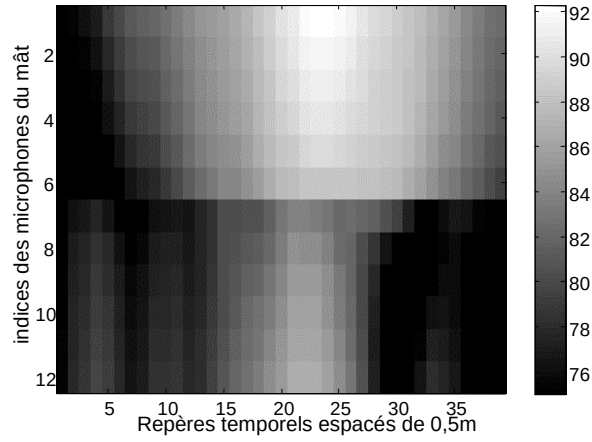


FIG. 3.33 – Cartographie des niveaux (dB) mesurés du 1/3 d’octave centré sur 50Hz, mode diesel, régime moteur à 1150tr/min

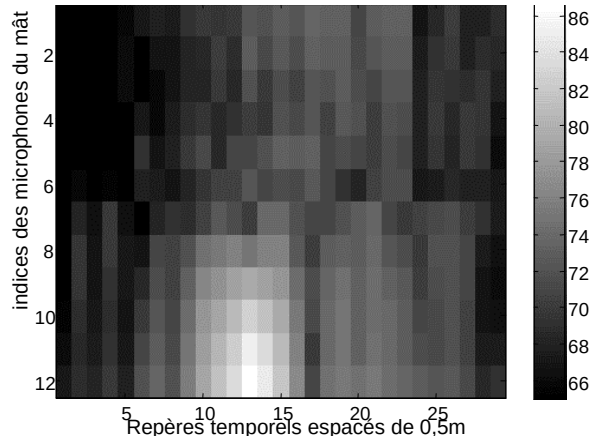


FIG. 3.34 – Cartographie des niveaux (dB) mesurés du 1/3 d’octave autour de 250Hz en mode diesel

Si à ce niveau, on soustrait la contribution des émergences :

$$\begin{aligned}
 L'_{p_{oct}f} &= 10 \log_{10} \left[\sum_{k=1}^N DSP(f)_k \Delta f - DSP(f_{\text{émergences}} \cdot \Delta f) \right] \\
 &= 10 \log_{10} \left[p_0^2 \cdot 10^{\frac{L_{p_{oct}f}}{10}} - DSP(f_{\text{émergences}} \cdot \Delta f) \right]
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Dans le cas de plusieurs sources géographiquement proches, comme par exemple le RMD et l’échappement ou le compartiment du groupe électrogène et le ventilateur de refroidissement de ce compartiment, cette opération n’est plus possible. En effet, les contributions large bande des deux sources ne sont plus dissociables et les modèles physiques n’apportent pas d’informations supplémentaires. Il faudrait par exemple procéder à des calculs couplés

aérodynamique/aéroacoustique (voir paragraphe 1.1.3) pour obtenir une évaluation du bruit large bande (bruit propre) d'un ventilateur (sachant que le bruit émis provient aussi en partie du moteur hydraulique alimentant le mouvement des pales). Les résultats seraient ensuite les entrées d'un calcul utilisant une méthode d'éléments de frontière pour prendre en compte l'environnement du ventilateur sur son rayonnement.

A ce niveau de l'étude et pour ces sources, nous avons décidé de conserver les spectres obtenus par périodogramme moyenné autour de la position physique de la source pour obtenir leurs bruits large bande (en soustrayant les contributions énergétiques des émergences), même si ceux-ci sont "pollués" par la contribution d'autres sources physiques. D'autres mesures seront réalisées ultérieurement pour améliorer ce point, voir le paragraphe 3.5.2.

Une fois les différentes contributions affectées aux sources physiques, plusieurs options sont possibles pour déterminer la localisation des sources équivalentes. Soit les positions des sources équivalentes sont imposées : on peut par exemple prendre l'option de placer les sources au maximum de niveau grâce aux cartographies en tiers d'octave. Soit on a la possibilité de placer les sources équivalentes au centre des sources physiques comme l'axe d'un ventilateur pour le RMD.

3.5.2 Mesures dédiées à la séparation des contributions large bande - Campagne D

Nous souhaitons, par le biais d'une nouvelle campagne de mesures (campagne D), séparer les contributions large bande de deux sources proches, comme l'échappement et le RMD, et pouvoir alors établir leurs diagrammes de directivité.

Dans ce but, le principe de la campagne C a été repris (bien que dans ce cas ce soit l'antenne verticale qui est déplacée et non le train), les données de l'antenne verticale étant complétées par des mesures en champs proches des sources étudiées. Ces signaux en champ proche doivent permettre d'extraire des mesures de l'antenne les contributions des différentes sources et ainsi de caractériser les rayonnements de ces sources.

Déroulement des mesures - Campagne D

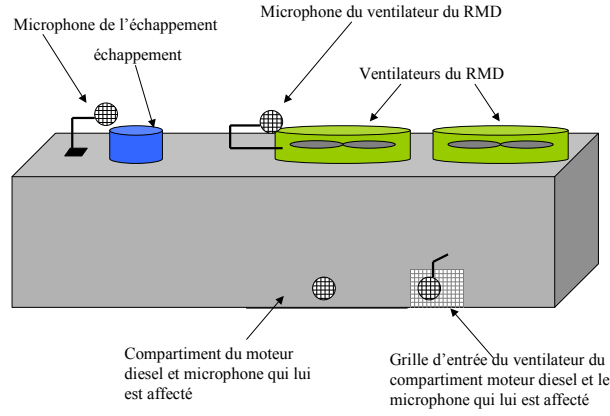
En plus d'une antenne de microphones placée à 4m au droit du véhicule, des microphones en champ proche ont été utilisés, comme illustré sur le schéma 3.35(a) :

- un microphone placé à quelques centimètres de l'embouchure de l'échappement, décalé légèrement pour éviter d'être dans le flux d'air de l'échappement ;
- un microphone placé latéralement par rapport à un des deux ventilateurs du RMD - les deux ventilateurs étant commandés par le même circuit hydraulique, ils doivent avoir les mêmes caractéristiques de fonctionnement (vitesse de passage de pales, régime du moteur hydraulique du ventilateur) donc les mêmes caractéristiques acoustiques ; placer le microphone sur le bord du ventilateur permet une nouvelle fois de ne pas se trouver dans le flux d'air et ainsi d'éviter la contamination du signal dans les basses fréquences par des contributions liées à ce flux ;
- un microphone dans le compartiment du groupe électrogène et un microphone sur la grille d'entrée d'air du ventilateur du CGE.

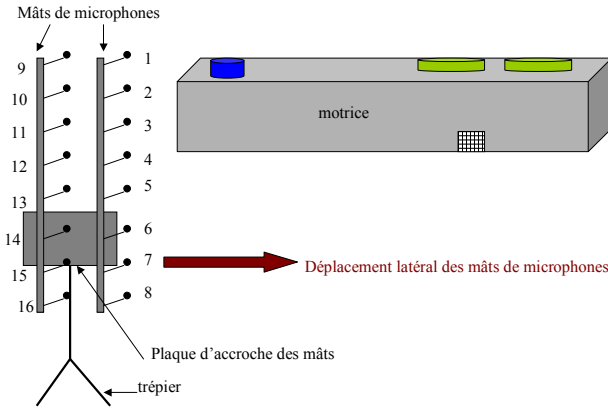
L'antenne est placée de façon à être suffisamment loin des sources de bruit pour que le rapport [taille de la source / distance à la source] valide le modèle de source ponctuelle. Le site d'essai nous limite cependant à une distance de 3,76m, les sources pouvant atteindre 0,7m de diamètre.

L'antenne est composée de 16 microphones répartis sur deux mâts verticaux espacés de 50cm. Les microphones sur les mâts sont répartis régulièrement, tous les 40cm entre 4m de hauteur par rapport au sol et 1,2m. La distribution des microphones est identique entre les deux mâts. Ces deux mâts sont déplacés latéralement le long du train, d'un pas d'1 mètre (voir figure 3.35) sur 16m de long (autour des sources étudiées). On dispose alors de mesures dans un plan de 16m de long sur 3m de haut, quadrillé horizontalement tous les 50cm et verticalement tous les 40cm.

Deux séries de mesures sont réalisées : une série "nominale" pour laquelle le régime du moteur diesel atteint 950tr/min alors que la vitesse de rotation des ventilateurs du RMD est forcée à sa valeur maximale pour ce régime ; une série "forcée" pour laquelle le régime du moteur atteint 1650tr/min, la vitesse de rotation des ventilateurs du RMD étant toujours forcée à sa valeur maximale pour ce second régime.



(a) microphones champ proche sur le train



(b) dispositif global

FIG. 3.35 – Schémas de montage

Méthodologie d'exploitation

On représente le système train/récepteur comme un système linéaire illustré sur la figure 3.37, $n(t)$ étant du bruit supposé décorrélié des signaux d'entrée et représentant toutes les déviations au modèle linéaire choisi. La campagne D a donc pour but de mesurer les signaux d'entrée $x_i(t)$ des différentes sources, en même temps que les signaux à différents points de réception $y(t)$, afin de déterminer les contributions en environnement, après propagation $v_i(t)$. Dans cette exploitation des mesures, nous faisons l'hypothèse que les microphones champ proche captent effectivement les signaux d'entrée $x_i(t)$.

Pour connaître la contribution de chacune des sources S_1 ou S_2 dans le signal de sortie et son diagramme de directivité, il faut déterminer $v_1(t)$ et

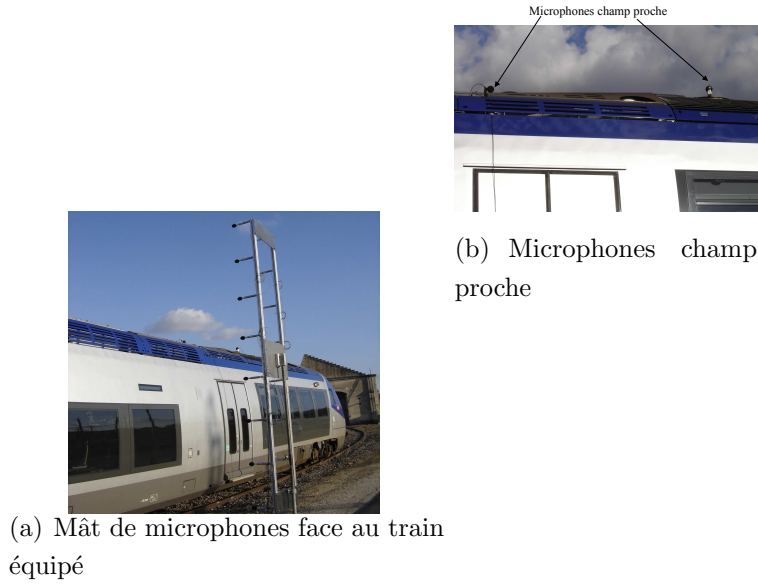


FIG. 3.36 – Photographies des essais de la campagne D

$v_2(t)$ ou encore les autospectres de ces deux signaux $G_{v_1v_1}(f)$ et $G_{v_2v_2}(f)$. Le principe de cette nouvelle campagne de mesure est de disposer de mesures en champ proche de chacune des sources en jeu, correspondant aux signaux d'entrée du système $x_1(t)$ et $x_2(t)$. Le signal au point récepteur est lui aussi mesuré. On peut alors déterminer les contributions de chaque source au point récepteur $v_i(t)$.

En réalité, les mesures sont réalisées pour plusieurs points de réception mais nous divisons le problème en autant de sous-problèmes qu'il y a de récepteurs.

Si les entrées $x_1(t)$ et $x_2(t)$ sont décorréliées (aucune pollution d'une source sur une autre), l'obtention de $G_{v_1v_1}(f)$ et $G_{v_2v_2}(f)$ est décrite par les équations 3.14 et 3.15 :

$$G_{v_1v_1}(f) = H_1(f)^2 G_{x_1x_1}(f) = \frac{|G_{x_1y}|^2}{G_{x_1x_1}} \quad (3.14)$$

$$G_{v_2v_2}(f) = H_2(f)^2 G_{x_2x_2}(f) = \frac{|G_{x_2y}|^2}{G_{x_2x_2}} \quad (3.15)$$

En définissant la cohérence ordinaire entre le signal d'entrée i et le signal de sortie y comme :

$$\gamma_{x_iy}(f) = \frac{G_{x_iy}(f)^2}{G_{x_ix_i}(f)G_{yy}(f)} \quad (3.16)$$

l'autospectre du signal v_i s'écrit :

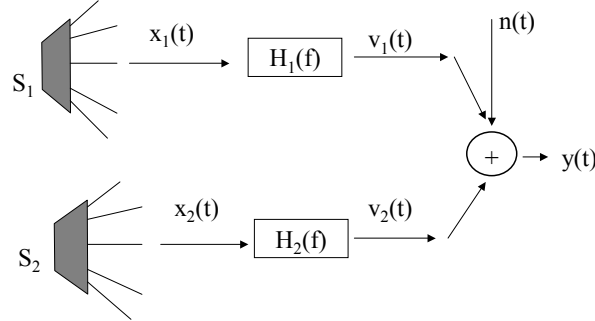


FIG. 3.37 – Système linéaire représentant deux sources sur le train S_1 S_2 et le signal au point récepteur y

$$G_{v_i v_i}(f) = \gamma_{x_i y}(f) \cdot G_{yy}(f) \quad (3.17)$$

Si les signaux d'entrée sont corrélés (en supposant le bruit $n(t)$ toujours décorrélé), la démarche, décrite dans [Bendat et Piersol, 2000], est un peu plus complexe. On note $\gamma_{12}(f)$ la fonction de cohérence ordinaire entre les signaux $x_1(t)$ et $x_2(t)$. Le système linéaire avec des entrées corrélées est décrit sur la figure 3.38, où $x_{2,1}(t)$ représente la partie de $x_2(t)$ corrélée à $x_1(t)$ et $x_{2,1}(t)$ la partie indépendante de $x_1(t)$, aussi appelée partie conditionnée.

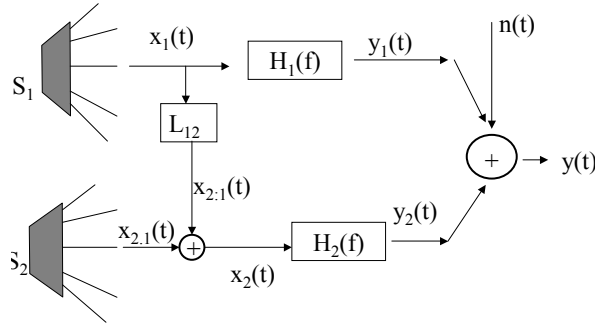


FIG. 3.38 – Système linéaire représentant deux sources sur le train S_1 et S_2 et le signal au point récepteur y , pour des sources en entrées corrélées

Il faut conditionner notre système de manière à soustraire de $x_2(t)$ la partie corrélée à $x_1(t)$ pour se ramener à un système décrit dans la figure 3.39 et pouvoir procéder au calcul des v_i .

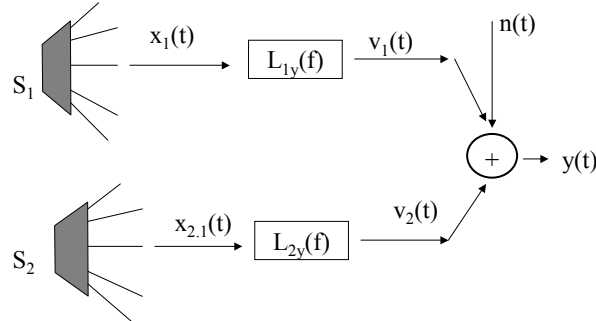


FIG. 3.39 – Système linéaire conditionné pour des sources en entrées corrélées

On peut écrire les autospectres des signaux v_i comme suit, cf [Bendat et Piersol, 2000] :

$$G_{v_1 v_1}(f) = |L_{1y}(f)|^2 G_{11}(f) \quad (3.18)$$

$$G_{v_2 v_2}(f) = |L_{2y}(f)|^2 G_{22.1}(f) \quad (3.19)$$

où :

$$G_{ii}(f) = G_{x_i x_i}(f) \quad (3.20)$$

et

$$G_{22.1}(f) = [1 - \gamma_{12}^2(f)] G_{22}(f) \quad (3.21)$$

$$L_{1y} = \frac{G_{1y}}{G_{11}} \quad (3.22)$$

$$L_{2y} = \frac{G_{2y.1}}{G_{22}} \quad (3.23)$$

où

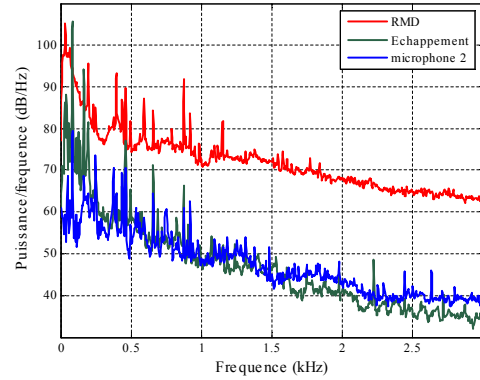
$$G_{2y.1}(f) = G_{2y}(f) - L_{1y} \cdot G_{21} \quad (3.24)$$

Les équations précédentes sont valables pour un système à deux entrées mais peuvent être étendues à un système à N entrées, cf [Bendat et Piersol, 2000].

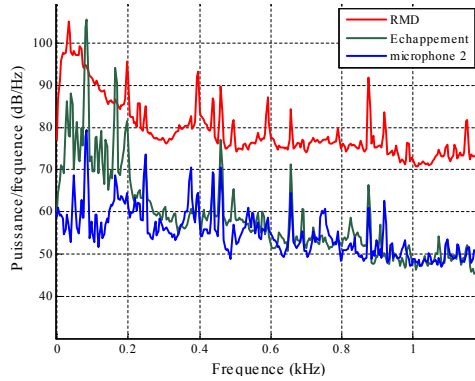
Applications à l'identification des composantes large bande

La première étape du traitement des données recueillies pendant cette campagne est de vérifier la cohérence ordinaire :

- des signaux champ proche entre eux, pour quantifier la corrélation des entrées entre elles et ainsi choisir quelle méthode de traitement des mesures est la plus adaptée ;
- des signaux de l'antenne avec les signaux champ proche.



(a) Entre 0 et 4000Hz



(b) Entre 0 et 1200Hz

FIG. 3.40 – Densités spectrales de puissance des microphones champ proche du RMD, de l'échappement et du microphone 2

Les résultats présentés dans les figures 3.41 correspondent aux cohérences entre le RMD, l'échappement et le microphone 2 placé sur l'antenne à 4m du sol. Ces résultats sont problématiques : les cohérences atteignent des niveaux indiquant une relation linéaire entre les entrées et les sorties du système uniquement pour les émergences fréquentielles très énergétiques des sources. Pour le bruit large bande, dont nous souhaitons caractériser le rayonnement, les niveaux de cohérence sont trop faibles pour pouvoir conclure. Les figures 3.40 permettent cependant de constater que les niveaux de bruit large bande ne sont pas négligeables.

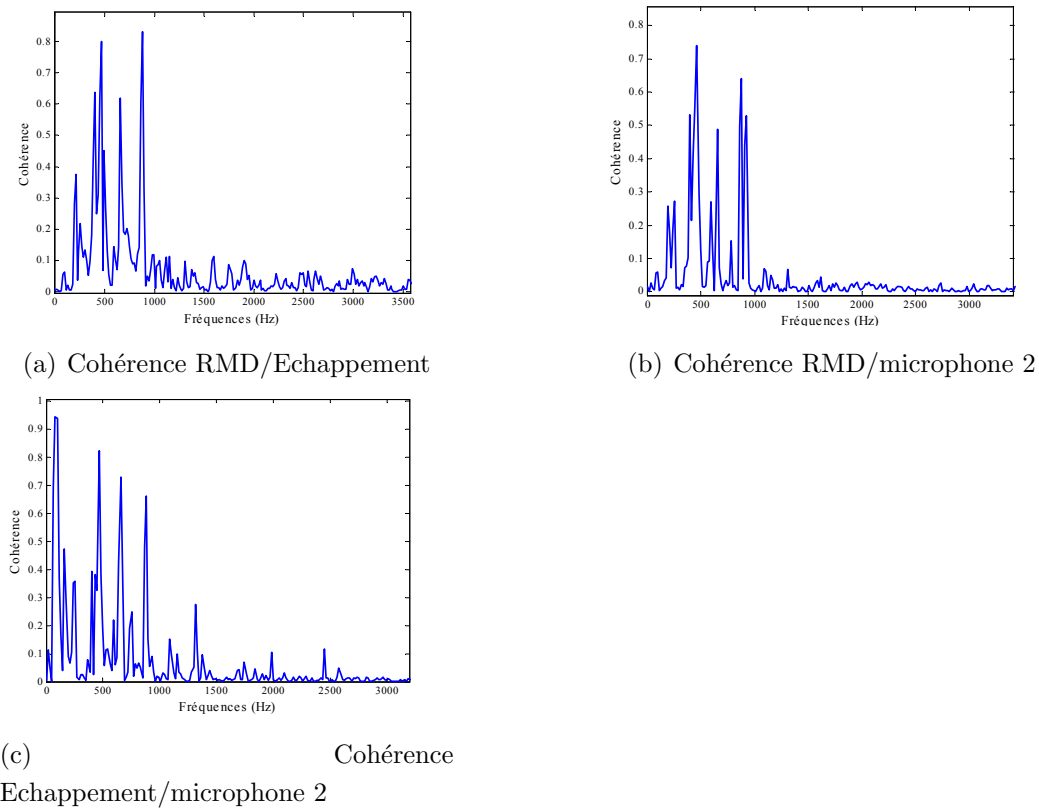


FIG. 3.41 – Cohérences ordinaires entre le système de refroidissement du moteur diesel, l'échappement et le microphone 2

Afin de pouvoir expliquer l'allure des cohérences obtenues, on décide de simuler la propagation d'une source composée d'une contribution large bande et de quelques émergences fréquentielles très énergétiques à 80Hz, 120Hz, 160Hz et 240Hz qui sont entre 20dB et 30dB au-dessus du bruit large bande. Après propagation jusqu'au récepteur (en prenant en compte un rayonnement de type monopolaire), on adjoint un bruit non corrélé gaussien dont l'amplitude est fixée proportionnellement au niveau du signal reçu (niveau du rapport signal sur bruit -RSB - évoluant entre 95% et 60%).

Les figures 3.42 permettent d'illustrer la dégradation des niveaux de cohérence, en-dehors des émergences fréquentielles lorsque le bruit additionnel augmente. Pour un rapport signal sur bruit de 0,80, les niveaux de cohérence sont de 0,6 entre les pics liés aux émergences. Les allures des cohérences calculées pour les signaux issus de la campagne D pourraient donc s'expliquer par un rapport signal/bruit faible pour le bruit large bande.

Une des raisons pouvant expliquer ce faible rapport signal/bruit est que les microphones champ proche ne captent qu'une partie du champ rayonné

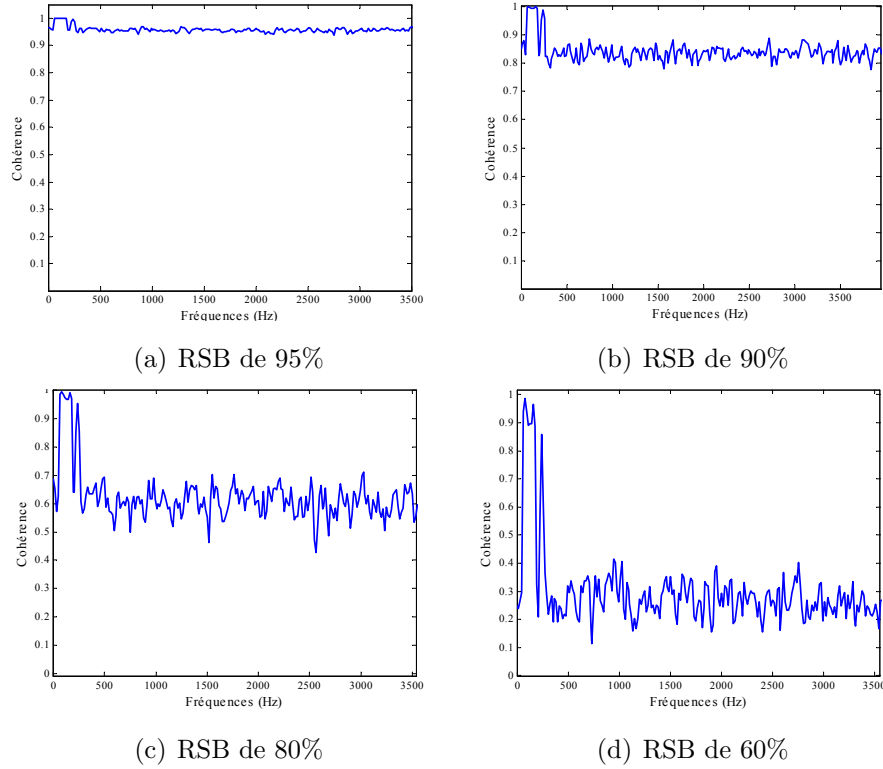


FIG. 3.42 – Cohérences ordinaires simulée pour un signal large bande et quelques émergences énergétiques et un niveau de bruit additionnel variable

jusqu'à l'antenne. L'hypothèse de départ postulant que les signaux des microphones champ proche sont les signaux d'entrée de notre système linéaire peut ainsi être contestée.

Ces dernières mesures peuvent donc une nouvelle fois apporter des informations sur le rayonnement des émergences fréquentielles mais ne permettent de mener à bien à la fois la séparation des contributions large bande de deux sources proches et la caractérisation de leurs rayonnements.

Ces mesures pourraient être utilisées pour localiser les différentes contributions en utilisant des méthodes de traitement de type formation de voies ou méthode haute résolution. Etant donné le rapport entre les dimensions des sources et la distance de l'antenne, le modèle de sources ponctuelles incohérentes, utilisé généralement lors des traitements par les méthodes de formation de voies ou haute résolution, n'est pas valide. Si l'on considère chaque source physique comme un ensemble de sources ponctuelles cohérentes (dont le nombre reste à déterminer), l'antenne à utiliser pour des traitements haute

résolution doit être composée d'au moins autant de microphones qu'il y a de sources ponctuelles supposées, le modèle de source devant être adapté au cas de sources cohérentes. Dans notre cas, nous ne disposons que de 16 voies de mesure synchrones pour chaque position de l'antenne. Des mesures avec une antenne 2D à géométrie plus adaptée (plus grande dimension et beaucoup plus de microphones) que celle utilisée dans la campagne D, placée face aux sources, peuvent permettre de localiser les différentes sources ponctuelles contribuant au rayonnement. Jusqu'à présent, l'utilisation des méthodes haute résolution dans le domaine ferroviaire n'a jamais abouti car l'espace signal n'a pas pu être dissocié de l'espace bruit (valeurs propres très proches les unes des autres).

3.6 Bilan

L'objectif des études présentées dans ce chapitre était de définir des méthodes de caractérisation des sources de bruit sur un train, pour les introduire dans VAMPPASS. Dans ce cadre, les contributions tonales et large bande doivent être différenciées puisqu'elles ne sont pas synthétisées selon la même méthode. Cette séparation est effectuée en comparant spectre en sonie et densité spectrale de puissance. Cette procédure permet de ne conserver, en tant que composantes tonales, que les émergences fréquentielles perceptivement importantes.

Une fois cette séparation effectuée, quatre configurations de source existent selon qu'elle soit large bande ou tonale et isolée ou proche d'une autre source. En fonction de chaque configuration, des méthodes d'exploitation sont proposées, utilisant principalement des mesures avec un réseau vertical de microphones.

Ainsi, des sources équivalentes sont obtenues sous la forme d'un ou de quelques multipôles pour chaque composante tonale.

Dans le processus d'identification, les paramètres de position de la source ont un rôle déterminant sur la qualité d'identification. Lors de notre étude nous avons contraint ce paramètre de manière à ce que les sources ponctuelles équivalentes se situent dans le domaine physique de la source réelle.

La principale difficulté que nous avons rencontrée dans ce processus est d'identifier des sources étendues à des modèles de sources ponctuelles, particulièrement pour les composantes basses fréquences. Pour les plus hautes fréquences, c'est la complexité du champ rayonné, accrue par la présence de corps diffractants (champs en damier pour certaines émergences des sources en

toiture), qui dégradent l'identification.

Afin d'améliorer le processus d'identification, dans toutes la gamme fréquentielle étudiée :

- deux sources équivalentes ont été identifiées sur les deux premiers ordres d'harmoniques sphériques,
- une source équivalente a été identifiée en augmentant le nombre de coefficients d'HS recherchés. Cependant, l'algorithme d'optimisation utilisé pour des mesures d'antenne verticale de 12 microphones (le champ rayonné est mesuré partiellement) ne permet pas de rechercher un grand nombre de paramètres : nous avons dû nous limiter à 6 coefficients, soit 2 coefficients de l'ordre 2 d'HS, qui ont été choisis de tel sorte qu'ils assurent la symétrie du champ rayonné par rapport à l'axe longitudinal du train.

Lors de la recherche de 2 sources équivalentes sur les ordre 0 et 1, il a été nécessaire de fixer les paramètres de la première source (obtenus lors d'un premier processus d'optimisation) et de rechercher dans un deuxième processus de minimisation les paramètres de la seconde source. En effet, notre système algorithme du simplex / mesures par antenne verticale ne supporte pas la recherche de 8 coefficients en parallèle.

Face aux résultats obtenus en terme de qualité d'identification, il paraît plus efficace d'augmenter le nombre de coefficients utilisés pour décrire une source équivalente, que d'augmenter le nombre de sources équivalentes.

Deux pistes peuvent désormais être envisagées pour améliorer la qualité d'identification :

- d'une part, "relâcher" la contrainte de localisation des sources équivalentes qui, dans notre étude, doivent se situer dans le domaine physique de la source réelle. Cette absence de contrainte en terme de localisation pour une seconde source équivalente par exemple, pourrait permettre de représenter une source fictive liée aux effets de diffraction sur le corps du train,
- d'autre part, on peut imaginer adopter une approche itérative pour la recherche des coefficients d'HS d'une seule et même source : rechercher dans un premier temps ses coefficients des ordres 0 et 1, fixer ces coefficients et rechercher au cours d'un deuxième processus d'optimisation ses paramètres d'ordre 2 dont le rayonnement va compléter celui des paramètres préalablement fixé de manière à améliorer l'identification.

Ces deux pistes pourraient être testées en parallèle, l'option la plus adaptée dépendant certainement de la source et de la fréquence étudiées (en présence de phénomènes de diffraction très importants -champs en damier- on imagine qu'une deuxième source équivalente améliorera la qualité de l'identification alors qu'en présence d'une source réelle très étendue, une source équivalente ponctuelle définie à l'aide d'un grand nombre de coefficients d'HS sera plus appropriée).

Une fois les rayonnements des composantes tonales identifiées, la contribution large bande est obtenue en soustrayant les contributions des composantes tonales du niveau global. Le diagramme de directivité peut être dessiné par tiers d'octave ou bande fréquentielle, selon qu'il évolue rapidement ou non sur la plage de fréquences étudiée.

Lorsque deux sources sont proches, la séparation de leur contributions tonales peut être largement aidée par les modèles analytiques présentés dans l'état de l'art. La séparation des contributions large bande à quant à elle fait l'objet de mesures dédiées dont le traitement n'a pas pu aboutir. Les contributions large bande sont donc obtenues par intégration du champ rayonné autour des sources physiques étudiées. Une nouvelle campagne de mesure à poste fixe avec une antenne adaptée pourrait permettre de localiser les différentes contributions large bande et donc les attribuer aux sources physiques correspondantes, par un traitement haute résolution par exemple.

Chapitre 4

Le bruit de roulement

Sommaire

4.1	Caractérisations expérimentales	140
4.1.1	Mesurer le bruit de roulement	140
4.1.2	Mesurer les paramètres qui pilotent le bruit de roulement	142
4.2	Utilisation du logiciel TWINS	145
4.2.1	Principes du logiciel TWINS	145
4.2.2	Modèles de la dynamique des sous-structures roue- rail-traverses	146
4.2.3	Interaction roue/rail - Modèle de contact	149
4.2.4	Modèles de rayonnement des sous-structures	151
4.2.5	Validation de TWINS	152
4.2.6	Obtention des paramètres d'entrée de TWINS	156
4.2.7	Caractérisation expérimentale du bruit de roulement à 80km/h	159
4.2.8	Comparaison mesures / simulations TWINS - Etude paramétrique	161
4.2.9	Caractérisation du bruit de roulement à 30km/h	165
4.3	Bilan	166

Le bruit de roulement est, pour la majorité des vitesses de circulation, la source principale participant au bruit au passage. Elle met en jeu à la fois les contributions acoustiques du matériel (les roues) et de l'infrastructure (la voie et plus particulièrement le rail) couvrant ainsi une très large plage fréquentielle (de 100Hz à 8000Hz).

Le modèle physique décrivant le bruit de roulement est présenté dans l'état de l'art, paragraphe 1.1.2. Nous ferons référence à cette "théorie du bruit de roulement", en particulier dans le paragraphe concernant la description du logiciel TWINS 4.2.1, logiciel de référence pour calculer le bruit de roulement ferroviaire. Avant d'aborder l'utilisation de ce logiciel, nous présentons les méthodes de caractérisation expérimentale du bruit de roulement, que ce soient des mesures du bruit en bord de voie ou des mesures des paramètres le pilotant, comme les rugosités et les taux de décroissance de la voie.

4.1 Caractérisations expérimentales

4.1.1 Mesurer le bruit de roulement

Le bruit de roulement est en général mesuré en bord de voie, lors de passages en conditions d'exploitation (en-dehors des essais au banc). De telles mesures, exploitées par formation de voies avec un modèle de sources ponctuelles monopolaires incohérentes, localisent la source du bruit de roulement juste au-dessus du point de contact, sur la roue, quelle que soit la fréquence étudiée. Or, les résultats du logiciel TWINS (présenté dans 4.2.1) montrent que le rayonnement du rail domine jusqu'à environ 1000Hz, fréquence au-delà de laquelle le rayonnement de la roue devient le plus important.

Dans [Kitagawa, 2007], l'auteur, confronté à cette contradiction, mène une étude sur la validité de mesures d'antennerie exploitées par formation de voies pour mesurer la contribution du rail au bruit de roulement. Il simule le rayonnement du rail, représenté par un ensemble de sources monochromatiques (monopolaires ou dipolaires) qui émettent vers un réseau de microphones. L'espacement des sources est déterminé en fonction de la fréquence étudiée. L'auteur souligne que pour certaines fréquences, le maximum de rayonnement n'est pas obtenu au droit du point d'excitation mais décalé d'un angle défini par :

$$\psi = \arcsin \left(\frac{\lambda_{air}}{\lambda_{rail}} \right) \quad (4.1)$$

où λ_{air} et λ_{rail} sont les longueurs d'onde respectives dans l'air et dans le rail de la fréquence étudiée.

Or, dans le cas de sources cohérentes représentant le rail, l'auteur constate que le réseau de microphones ne voit que la région proche du point d'excitation : le réseau voit seulement le champ proche vibratoire et manque la part d'énergie rayonnée due à l'onde propagative. Dès que le taux de décroissance a de faibles niveaux, les mesures d'antenne exploitées par formation de voies ne prennent pas en compte l'énergie rayonnée par l'onde propagative qui est importante.

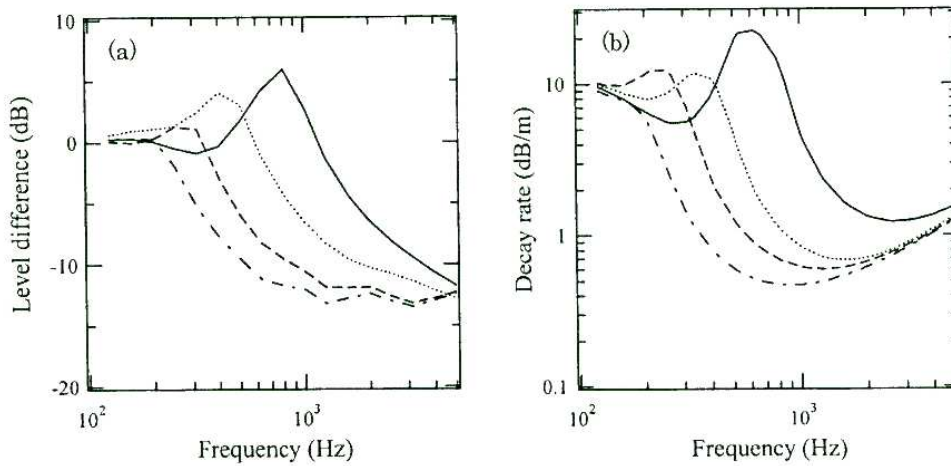


FIG. 4.1 – (a) Différence entre la puissance globale émise par le rail et la puissance mesurée à l'aide de l'antenne exploitée par formation de voies; (b) Taux de décroissance de la voie. (–) : vibrations verticales, raideur de la semelle sous rail de 700MN/m; (– – –) : vibrations horizontales, raideur de la semelle sous rail de 85MN/m; (...) : vibrations verticales, raideur de la semelle sous rail de 200MN/m; (–. –.) : vibrations horizontales, raideur de la semelle sous rail de 40MN/m, figure extraite de [Kitagawa, 2007]

Cette étude a donc démontré que l'utilisation de mesures d'antenne microphonique exploitée par formation de voies n'était pas pertinente pour caractériser le rayonnement du rail dès qu'une onde propagative existait, c'est-à-dire pour les fréquences à faible taux de décroissance. Pour une raideur de semelle sous rail de 700MN/m, les ondes propagatives (ou à faible

taux de décroissance) apparaissent autour de 1000Hz. En présence d'ondes propagatives, il faut adapter l'antenne pour qu'elle puisse détecter des sources cohérentes (il faut ajuster son angle de focalisation de façon à ce qu'elle puisse "voir" des sources distribuées le long du rail).

4.1.2 Mesurer les paramètres qui pilotent le bruit de roulement

Des modèles physiques ont été développés comme celui à la base du logiciel TWINS présenté au paragraphe 4.2.1. Il est nécessaire d'alimenter ces modèles par des mesures :

- des phénomènes excitatoires : la rugosité du rail et la rugosité de la roue, voir le paragraphe 1.1.2;
- des caractéristiques dynamiques (raideur, masse, amortissement) des sous-systèmes, voir le paragraphe 1.1.2.

Les paramètres dynamiques de la voie comme la raideur de la semelle sous rail ou la raideur du ballast ne peuvent être directement obtenus. Il est nécessaire de mesurer des caractéristiques de la voie pilotées par ces données, ces mesures nous permettant alors d'identifier nos paramètres.

Caractérisation dynamique de la voie - Mesure des accélérances et des taux de décroissance des ondes dans le rail

Il s'agit de mesurer la réponse en fréquence du rail, verticalement et latéralement à l'aide d'accéléromètres, lorsque celui-ci est soumis à l'impact d'un marteau de choc.

Les accélérances de voie (fonctions de transfert vibratoires en accélération) sont mesurées à l'aide d'un accéléromètre placé sur le rail (sur le sommet et sur le flanc du champignon). L'excitation est réalisée successivement dans les directions verticale et latérale sur le champignon du rail. Les fonctions de réponse en fréquence (FRF) verticales et latérales ainsi que les cohérences correspondantes entre accélération et force d'excitation sont mesurées dans une gamme de fréquences comprises entre 50 et 6400Hz. Le résultat des FRF est moyenné sur cinq chocs élémentaires. Ces mesures sont réalisées sur trois zones de la voie à caractériser, distantes de 20m et situées à mi-distance entre deux traverses (pour les accéléromètres) afin de s'assurer de l'homogénéité de la voie.

Un protocole similaire à celui appliqué pour les mesures d'accélération est utilisé pour la détermination des taux de décroissance. Ils sont issus de mesures de FRF et de la réponse de l'accéléromètre placé sur le rail dans la même direction que l'excitation.

Le point de mesure de la réponse vibratoire du rail est situé à mi-distance entre deux traverses. L'excitation est réalisée successivement dans les directions verticale et latérale sur le champignon du rail. Les FRF accélération/force (i.e. les accélérations) sont mesurées pour une distance croissante entre le point d'excitation et la position des accéléromètres.

Les taux de décroissance sont évalués par bande de tiers d'octave. Les valeurs des taux de décroissance sont obtenues par une méthode directe d'intégration des courbes de décroissance dans chaque tiers d'octave qui a été développée à l'ISVR, cf [Jones et al., 2006]. Selon cette méthode, la valeur du taux de décroissance dans chaque tiers d'octave est exprimée par la relation suivante :

$$\Delta_{dB/m} = \frac{4.343}{\int_0^\infty \frac{|A(z)|^2}{|A(0)|^2} dz} = \frac{4.343}{\sum_{z=0}^{z=z_{max}} \frac{|A(z)|^2}{|A(0)|^2} \Delta z} \quad (4.2)$$

dans laquelle, pour chaque tiers d'octave :

- $A(0)$ est l'amplitude de la courbe d'accélération au point d'origine qui est également le point de mesure accélérométrique ;
- $A(z)$ est l'amplitude de la courbe d'accélération mesurée à la distance z par rapport au point d'origine ;
- Δz est la distance entre deux points d'excitation consécutifs.

Mesure de la rugosité

La mesure de la rugosité de la roue est effectuée roue montée sur le véhicule (figure 4.2). L'essieu en test est légèrement soulevé du rail à l'aide de vérins hydrauliques. Six capteurs sont placés de 65 à 90mm de la face interne de la roue avec un espacement de 5mm. Le système est également composé d'une roue incrémentale et d'un capteur optique. La rotation de l'essieu est assurée manuellement. La courbe de rugosité est alors relevée à l'aide d'un capteur de déplacement à contact direct. La roue incrémentale permet d'obtenir un échantillonnage spatial de mesures de déplacement tous les 0,5mm. Elle permet également avec le capteur optique de calculer :

- le nombre de tours de roue ;
- la vitesse de rotation ;
- le nombre d'échantillons par tour ;

- le périmètre et donc le diamètre de la roue.

Pour chaque trace mesurée est obtenu un spectre en tiers d’octave (moyenné sur trois tours de roue) de l’amplitude de la rugosité en fonction de la longueur d’onde.

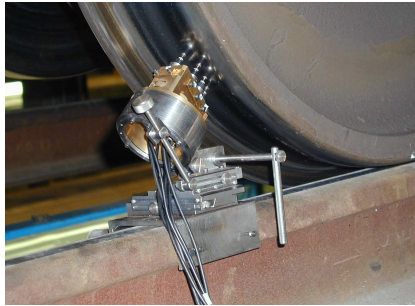
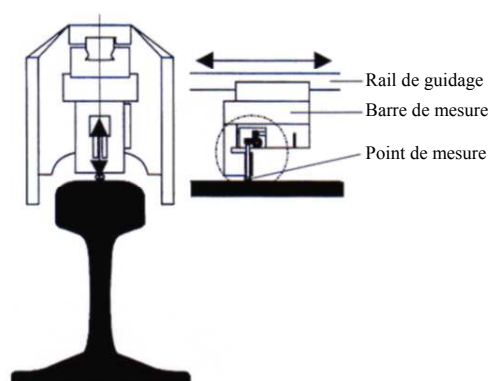


FIG. 4.2 – Capteur de déplacement

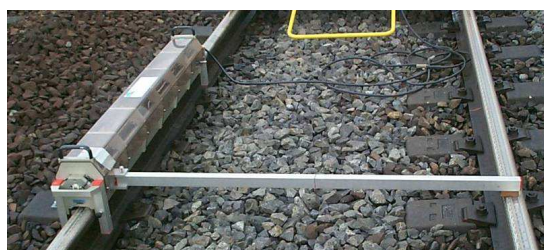
En ce qui concerne le rail, la mesure s’avère nettement plus délicate du fait de l’absence d’un repère absolu. Les systèmes existants sont basés sur un système en forme de poutre roulant sur le rail, les capteurs utilisés étant des capteurs de déplacement.

L’outil de mesure utilisé est appelé “règle” ou “trolley”, illustré sur la figure 4.3. Le système utilisé à la SNCF est constitué d’une règle de 120cm placée sur le champignon du rail. Cette règle est équipée d’un capteur de déplacement, guidé le long du rail, qui mesure la hauteur relative de la surface supérieure du rail en micromètres. La rugosité du rail doit être mesurée sur une ligne située au centre de la bande de roulement. Des mesures sont réalisées simultanément sur deux lignes supplémentaires, équidistantes et parallèles, situées de chaque côté de la bande centrale. L’instrument fournit des données dans la bande de longueur d’onde comprises entre 0,1cm et 10cm. Les données sont relevées et enregistrées tous les 0,5mm. La résolution est de $1\mu m$ pour le signal global de rugosité et d’environ $0,1\mu m$ sur chaque bande de tiers d’octave du spectre de rugosité. Cette mesure de rugosité du rail est réglementée par le projet de norme européenne prEN15610.

Ces données mesurées vont venir alimenter le logiciel TWINS, logiciel de référence pour le calcul du bruit de roulement ferroviaire.



(a) Schéma de la règle Müller



(b) Photo de la règle Müller

FIG. 4.3 – Règle pour la mesure de la rugosité du rail

4.2 Utilisation du logiciel TWINS

Les modèles physiques décrivant le comportement dynamique des sous-structures voie et roue sont présentés dans le chapitre 1.1.2. Dans ce paragraphe, nous détaillons les options de modélisation et de calcul prises dans le logiciel TWINS.

4.2.1 Principes du logiciel TWINS

Dans le logiciel TWINS 3.0, le système (voie + roue) est supposé élastique linéaire. L'excitation de ce système est donnée par les irrégularités (rugosités) des surfaces de la roue et du rail qui introduisent des mouvements relatifs entre la roue et le rail à leur point de contact mutuel. La combinaison des rugosités de la roue et du rail est représentée dans le modèle en additionnant leurs spectres fréquentiels. Cette rugosité conjuguée est ensuite "filtrée" afin de faire intervenir la longueur et la largeur de la zone de contact (filtre

de Remington). Le modèle étant linéaire, les calculs sont effectués dans le domaine fréquentiel (entre 100 et 5000Hz).

L'interaction roue/rail est représentée par les fonctions de réponse en fréquence au point de contact de la roue et du rail. Les déformations locales dans la région de contact sont modélisées par les "réceptances" de contact.

Les niveaux vibratoires sur la roue (recombinaison modale) et sur la voie sont obtenus en combinant les efforts dynamiques précédemment calculés et les comportements dynamiques des sous-systèmes. Les lois de rayonnement de la roue et de la voie (comportement vibroacoustique), permettent ensuite de calculer les niveaux de bruit rayonné par chaque sous-système et un modèle de propagation simplifié est utilisé pour calculer les niveaux de pression sonore dans l'environnement.

Les grandes étapes de ce modèle sont résumées dans le graphique 4.4.

Le modèle d'interaction roue/rail décrit dans le mémoire de thèse de D. Thompson [Thompson, 1990], suppose un contact ponctuel entre la roue et le rail, représenté par une force d'interaction. Celle-ci est supposée agir sur le rail comme une force fixe, compte tenu de la relative grande vitesse des ondes dans le rail par rapport à celle du point de contact. Son spectre fréquentiel est fonction de la vitesse du train, des spectres de rugosité de la roue et du rail, et des réceptances de la zone de contact évaluées par la théorie de Hertz.

4.2.2 Modèles de la dynamique des sous-structures roue-rail-traverses

La roue

Le calcul du comportement modal de la roue est réalisé à l'aide d'un code Eléments Finis externe à TWINS.

Pour une roue fixe, les réceptances sont calculées à partir d'une superposition modale. Cette superposition doit comprendre les six modes de corps rigide ainsi que les modes radiaux et axiaux de la roue dont le nombre maximal est défini par l'utilisateur.

Le facteur d'amortissement modal de la roue ne pouvant être calculé, il doit être mesuré (par une méthode de largeur de bande à demi-puissance ou une technique d'ajustement de courbe). Ce facteur d'amortissement est de

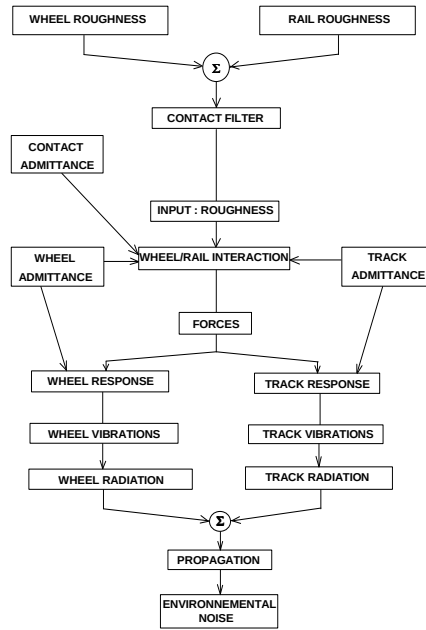


FIG. 4.4 – Schéma de principe du modèle TWINS, schéma issu de [Thompson et al., 1996a]

l'ordre de 10^{-3} ou 10^{-4} .

La mise en rotation de la roue modifie la réceptance au point de contact en dédoublant chaque pic de résonance en fonction de la vitesse de rotation. Le module de calcul de la réceptance de la roue au point de contact nécessite en entrée : les paramètres modaux de la roue, les degrés de liberté du point de contact, la position du point de contact (x_c , y_c), la vitesse de rotation de la roue, la gamme de fréquences étudiée, les réceptances de transfert c'est-à-dire la réceptance entre deux roues d'un même essieu (la réponse d'une roue lors de l'excitation d'une autre).

La réponse vibratoire de la roue correspond au produit entre :

- l'amplitude de la rugosité ;
- et les fonctions de transfert entre la rugosité et la force d'interaction au point de contact ;

$$F = H.r \quad (4.3)$$

(ces fonctions de transfert dépendent de la roue, du rail et des réceptances de la zone de contact)

La réponse de la roue due aux forces d'interaction roue/rail est calculée pour

un ensemble de positions sur la roue (figure 4.5). Jusqu'à 6 positions sont disponibles. Ces positions sont en principe complètement arbitraires mais les suivantes ont été utilisées pour obtenir un meilleur couplage avec le module de calcul du rayonnement :

- Jusqu'à 4 positions axiales sur la toile de la roue ;
- 1 position radiale sur la bande de roulement de la roue ;
- 1 position axiale sur la bande de roulement de la roue.

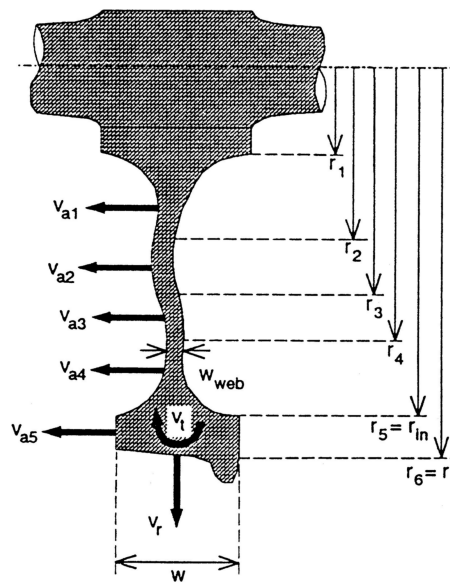


FIG. 4.5 – Déformation de la roue sous TWINS

La voie

Différents modèles de voie existent : un modèle à support continu, un modèle à support discret, un modèle autorisant des déformations de section du rail. Le modèle utilisé à la SNCF est le modèle RODEL correspondant à une poutre sur un support élastique continu (figure 4.6).

Dans le modèle RODEL, le rail est représenté comme une poutre de Timoshenko supportée de façon continue par un système ressort-masse-ressort (semelle-traverse-ballast). Les paramètres d'entrée sont les caractéristiques matériau du rail, le facteur de réceptance croisée, les raideurs latérale et verticale de la semelle sous rail (et ses coefficients d'amortissement), la masse de la traverse, les raideurs latérale et verticale du ballast et ses coefficients d'amortissement.

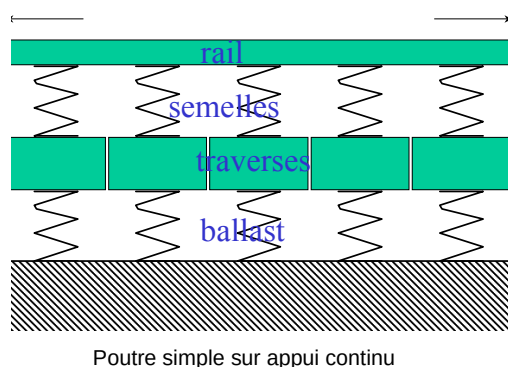


FIG. 4.6 – Modèle de voie RODEL

Ces entrées permettent de calculer les réceptances du rail et de la traverse, ainsi que le taux de décroissance longitudinal et latéral dans le rail. Ces taux de décroissance dans le rail peuvent aussi être “forcés” : la décroissance des ondes dans le rail est alors pilotée par la donnée de ces taux.

La traverse est représentée par une masse rigide. Lors du calcul du rayonnement de la traverse, sa réponse dynamique est supposée uniforme sur toute sa longueur.

La réponse du rail est calculée par moyenne sur une longueur donnée L des réponses dynamiques locales (le point de contact est supposé être au centre de L). Cette procédure combine les constantes de propagation du rail, les réceptances partielles et les formes d’ondes avec les forces d’interaction roue/rail.

Il existe un paramètre dit de “couplage-croisé” (“cross-coupling”) permettant de prendre en compte le degré de couplage entre les réponses latérale et verticale du rail, couplage qui dépend du point de contact roue-rail pendant le passage.

4.2.3 Interaction roue/rail - Modèle de contact

L’excitation du système est pilotée par la rugosité combinée de la roue et du rail. La rugosité combinée d’excitation est la somme des rugosités de la roue et du rail. Elles sont sommées énergiquement donc de façon incohérente (somme de leurs densités spectrales). La rugosité d’excitation est cette somme filtrée par les dimensions du contact (filtre de Remington).

Les rugosités sont définies en longueurs d'onde et transcrites en fréquence selon l'équation : $f = V/\lambda_r$, où V est la vitesse du véhicule (en m/s) et λ_r la rugosité combinée.

Remarque : les simulations sous TWINS peuvent être menées pour une rugosité unitaire. Les résultats permettent alors d'établir une fonction de transfert entre rugosité et réponse vibro-acoustique du système. Il suffit, dans un second temps, de multiplier cette fonction de transfert à la rugosité combinée mesurée pour obtenir le rayonnement acoustique du système étudié.

Zone de contact - Réceptance de contact

La zone de contact est supposée elliptique (pour des surfaces suffisamment lisses) et définie par ses demi-axes a et b dont les dimensions dépendent du rayon de courbure efficace des surfaces en contact. Les déplacements verticaux de la zone de contact peuvent être modélisés par une raideur non linéaire, en utilisant la théorie de Hertz. Bien que non-linéaire, cette raideur de contact hertzienne peut être linéarisée pour de petites amplitudes de déplacement.

On peut alors introduire la notion de force bloquée et de rugosité efficace. La force bloquée F_b est la force d'interaction verticale résultant du profil de rugosité si la roue et le rail ne peuvent pas bouger, c'est-à-dire si toute la rugosité est reprise par la déflexion de la raideur hertzienne. La rugosité efficace excitant le système est définie par :

$F_b = r_{efficace} \cdot K_h$ où K_h est la raideur hertzienne. (F_b est calculée comme une fonction de la distance le long de la voie, ces calculs peuvent être réalisés dans le domaine fréquentiel donc prendre en compte une raideur hertzienne non-linéaire).

La zone de contact filtre les rugosités de la roue et du rail de sorte que les petites longueurs d'onde sont moins efficaces dans l'excitation du système roue/rail que les grandes longueurs d'onde. Deux procédures peuvent réaliser cette modification de rugosité :

- l'amplitude de rugosité est moyennée à l'intérieur de la zone de contact, c'est le modèle de rugosité moyenne ;
- un modèle de zone de contact est défini, zone dans laquelle les surfaces de la roue comme du rail sont modélisées comme des ressorts

non-linéaires déconnectés/indépendants (modèle de ressorts ponctuels distribués DPRS).

Une fois l'excitation et les niveaux vibratoires calculés, il faut traduire cette énergie en puissance acoustique rayonnée. Cette étape se fait à partir de modèles de rayonnement pour les différentes sous-structures.

4.2.4 Modèles de rayonnement des sous-structures

Les rayonnements sonores de la roue, du rail et de la traverse sont calculés, dans un premier temps, en terme de puissance sonore.

Rayonnement de la roue

Trois types de mouvements sont considérés : axiaux, radiaux et rotatifs. La puissance totale rayonnée est la somme des vitesses de vibration (vitesse de vibration moyenne au carré spatialement moyennée) propres à ces trois mouvements affectées à des aires de surfaces et des coefficients d'efficacité de rayonnement.

Les mouvements radiaux et rotatifs sont décrits par une seule vitesse de vibration et une seule surface, les mouvements axiaux sont construits à partir de plusieurs surfaces et donc plusieurs vitesses de vibration.

La puissance totale émise par la roue est donnée en sortie, distribuée sur ces trois composantes : radiale - axiale - torsion.

Modèle de sources équivalentes pour le rayonnement du rail et de la traverse

Le système en vibration composé du rail et des traverses est représenté par une série de sources acoustiques élémentaires fictives localisées à l'intérieur des limites de la structure. Les amplitudes et les phases de ces sources sont choisies, pour chaque fréquence, de telle sorte que le champ de vitesses vibratoires à la surface soit reproduit le plus fidèlement possible (au sens des moindres carrés). Localisation des sources équivalentes : la section du rail est représentée par une série de sources-triples, chacune consistant en un monopôle et deux dipôles (dirigés suivant les deux axes transverses du rail). Chacune de ces sources est une source linéique dans la direction longitudinale du rail et le résultat est une puissance sonore par unité de longueur W' .

La traverse est représentée par un ensemble de sources-doubles discrètes et une source linéique suivant l'axe de la voie.

Pour le rayonnement du rail, le modèle de sources équivalentes est utilisé afin de déterminer le rayonnement sonore (puissance par unité de longueur W') pour chaque onde r (avec l'amplitude ψ_{jr} à chaque nœud j). Ces résultats sont combinés avec l'amplitude moyenne de chaque onde A_r^2 , donnée lors du calcul de la réponse vibratoire du rail. La puissance totale rayonnée s'écrit :

$$W = \sum_r A_r^2 W'_r L \quad (4.4)$$

cette procédure est réalisée en tiers d'octave. Ceci signifie que :

- les rayonnements des différentes ondes peuvent être sommés énergiquement, en ignorant les informations de phase ;
- la déformation de la section droite ψ_{jr} ne varie pas beaucoup dans n tiers d'octave donnés ;
- le rayonnement d'une onde spatialement décroissante avec une amplitude $A r e^{-sz}$ est le même que celui d'une onde équivalente qui ne décroît pas et qui a la même amplitude moyennée spatialement au carré.

Pour les ondes à grands taux de décroissance, la représentation par une source linéique n'est plus valide ; il s'agit alors de sources ponctuelles équivalentes se déplaçant avec le train.

Remarque : un dipôle ponctuel a un coefficient d'efficacité de rayonnement $\sigma \propto f^4$ alors qu'un dipôle linéique a pour même coefficient $\sigma \propto f^3$. De même, pour un monopôle ponctuel $\sigma \propto f^2$ alors que pour un monopôle linéique $\sigma \propto f$.

La contribution énergétique de la traverse au bruit total rayonné est significative en basse fréquence (en-dessous de 200Hz) et en terme de rayonnement acoustique, elle est assimilée à un piston bafflé : son rayonnement est donc considéré comme monopolaire.

TWINS est donc un logiciel de calcul du bruit de roulement basé sur un modèle linéaire des structures, ce qui permet des calculs dans le domaine fréquentiel. Il a fait l'objet de nombreuses campagnes de validation. Nous en détaillons certaines dans le paragraphe suivant.

4.2.5 Validation de TWINS

En 1996, D. Thompson, conjointement avec P. Fodiman et H. Mahé présentent une validation expérimentale du logiciel [Thompson et al., 1996b]. Il s'agissait de comparer les niveaux globaux de bruit de roulement obtenus par TWINS pour différents matériels (Corail : matériel régional français, SBB : matériel régional suisse, fret, DB : matériel allemand), sur différents types de voies (traverses monobloc ou bi-bloc) présentant des rugosités variées, aux mesures effectuées en bord de voie pour les mêmes combinaisons matériel/voie. Ces comparaisons ont été menées pour plusieurs vitesses, de 50km/h à 160km/h. Rugosités de rail et de roue ont été mesurées [Thompson et al., 1996a]. Les résultats obtenus lors de ces comparaisons sont résumés dans le graphe 4.7.

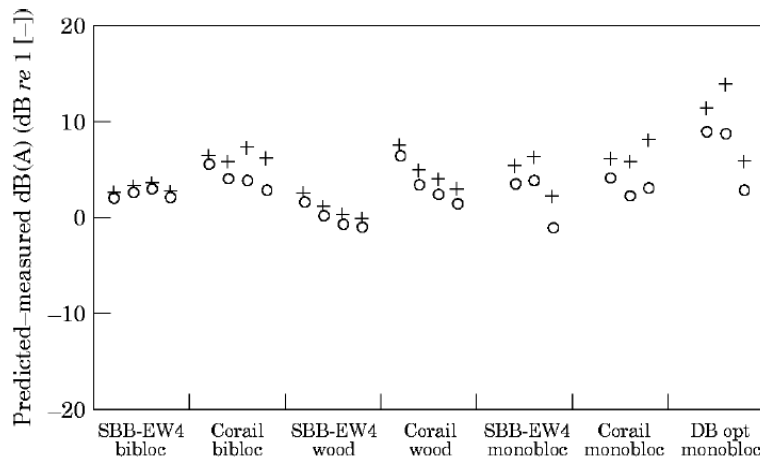


FIG. 4.7 – Bruit total prédit minoré du bruit mesuré, en dB(A) pour un modèle de voie continue (o) et un modèle de voie périodique (+). Résultats présentés pour chaque vitesse : 50, 80, 125 et 160km/h ; SBB : matériel régional suisse ; Corail : matériel régional français ; DB : matériel allemand ; bibloc/monobloc : traverses en béton ; wood : traverses en bois, graphique issu de [Thompson et al., 1996a]

Thompson suppose dans son article que la surestimation constatée pour le matériel DB (allemand) sur une voie équipée de traverses monobloc est due à une modification de la rugosité entre la mesure de celle-ci et la mesure des niveaux sonores. Les autres six matériels présentent des niveaux de bruits

simulés invariablement surestimés (en moyenne de +2,6dB pour le modèle de voie continue et de +4,4dB pour le modèle de voie périodique). L'écart-type de ces mesures reste cependant relativement faible (écarts types de 1,9dB et 2,4dB respectivement).

D'un point de vue général, lors d'un calcul TWINS, le taux de décroissance des ondes dans le rail va être estimé à partir des données matériaux de ce dernier. Cependant, le logiciel TWINS offre la possibilité de forcer ce taux de décroissance en lui imposant les valeurs mesurées sur la voie. Les résultats obtenus par Thompson lors de cette même étude en forçant le taux de décroissance, ne montrent pas d'amélioration significative : le bruit simulé surestime le bruit mesuré de 2,4dB en moyenne (avec un écart type de 1,7dB).

Lors d'une seconde campagne de mesures sur matériel Fret, cf [Thompson et al., 1996b], Thompson a relevé des différences entre mesures et simulations de 2,5dB en moyenne sur le niveau global en pression, avec des différences pouvant atteindre 10dB sur certains tiers d'octave.

Thompson propose ces éléments d'explication :

- le point de contact n'étant pas connu sur l'ensemble du parcours, la prise en compte de la rugosité peut être faussée ;
- les systèmes de mesure de rugosité mis en oeuvre à l'époque de l'étude n'étaient pas aussi fiables qu'aujourd'hui ;
- la précision sur les niveaux vibratoires de la voie est de l'ordre de 1dB ;
- enfin, le modèle de propagation mis en oeuvre est sujet à caution, en particulier pour les plus grandes vitesses puisque l'effet Doppler n'est pas pris en compte.

Finalement, la campagne de validation présentée dans [Thompson et al., 1996a] est reprise avec des simulations menées avec une nouvelle version de TWINS (3 au lieu de 2.2). Les simulations menées avec TWINS 3 aboutissent à la même différence en terme de bruit global : 2,7dB. La comparaison des spectres montre cependant une meilleure concordance entre les simulations et les mesures.

Lors du 7^{me} congrès IWRN, CJC. Jones [Jones et Thompson, 2003] a proposé un réexamen du domaine de validité de TWINS en utilisant de nouvelles données expérimentales [Hemsworth et al., 2000]. Il se base sur une plus grande variété de configurations de voies et de roues (34 cas de figures) et sur une amélioration de certains paramètres de TWINS (TWINS 3 : modèle

de rayonnement du rail amélioré, prise en compte d'un modèle de réflexion sur le sol). Les mesures de bruit de roulement servant de comparatif dans cette étude ont été effectuées pour 8 types de roue différents (différents diamètres de roue et des roues équipées d'absorbeurs de différentes formes) roulant sur 6 types de voies. La vitesse du train a été fixée à 100km/h et la charge à l'essieu à 35kN. Les premiers résultats de cette étude montrent une bonne concordance sur l'ensemble des 34 cas testés entre mesures et simulations : une différence de 2dB sur le bruit global est relevée. Cependant les niveaux entre 125 et 200Hz sont surestimés par la simulation (en moyenne de 5dB) alors qu'ils sont fortement sous-estimés autour de 400Hz (en moyenne de 7dB).

D'après l'auteur, la sous-estimation en basses fréquences est due à une mauvaise modélisation du comportement de la traverse. Il décide donc d'asservir le niveau de vibrations de celle-ci au niveau de vibration rencontré dans le rail. Cet asservissement se traduit par un ratio imposé entre vibrations dans le rail et vibrations de la traverse, ratio obtenu à partir des mesures.

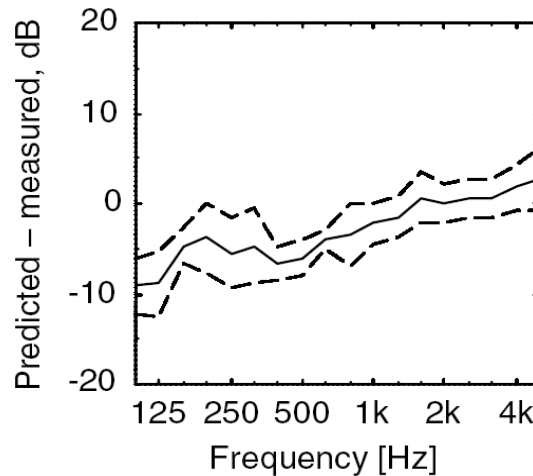


FIG. 4.8 – Niveau de pression sonore prédit avec un taux de décroissance dans le rail mesuré et un rapport vibration dans le rail / vibration dans la traverse mesuré, minoré du niveau mesuré; moyenne sur 34 combinaisons roue/voie; — : moyenne, - - - ordre de grandeur de l'écart type; graphique issu de [Jones et Thompson, 2003]

La figure 4.8 présente les différences moyennes pour les 34 cas de figures entre mesures et simulations, pour un taux vibratoire de la traverse forcé. La sous-estimation par la simulation des niveaux émis en dessous de 1000Hz serait

due à une mauvaise estimation du comportement vibratoire du rail. Ainsi, l'auteur démontre qu'en forçant les niveaux de vibrations à ceux mesurés sur site, la différence entre niveau de bruit global simulé et niveau de bruit global mesuré se réduit à 1,1dB.

D'autres campagnes de validation ont depuis été menées, par exemple celle de Kitagawa [Kitagawa et Thompson, 2006] faite en collaboration avec D.J. Thompson utilisant des mesures effectuées sur le réseau japonais (sans mesure de rugosité sur site, celle-ci étant fixée aux valeurs standard européennes de rugosités). Dans cette étude, il est démontré que dans l'ensemble des campagnes de validation, les résultats obtenus avec le logiciel TWINS sous-estiment le bruit de roulement entre 200Hz et 1000Hz. L'auteur explique ce phénomène par le fait que le modèle exploité dans TWINS ne prend pas en compte les déplacements en torsion du rail.

Ces campagnes de validation tendent à montrer une bonne concordance entre les simulations et les mesures, dès lors que les rugosités de la roue et du rail sont connues. Les simulations ont cependant toujours tendance à sous-estimer les niveaux entre 200Hz et 1000Hz, là où la contribution dominante est celle de la voie (traverse et rail). Par ailleurs, les vitesses en jeu dans ces campagnes de validation sont d'au moins 50km/h. Aucune étude comparative n'a apporté d'éléments concernant la validation des résultats TWINS pour de faibles vitesses, autour de 30km/h.

La source équivalente du bruit de roulement doit pouvoir être définie à partir des résultats de TWINS. Certains faits nous poussent cependant à être prudents : les campagnes de validation montrent des écarts relativement importants (pouvant atteindre 10dB) dans les plus basses fréquences entre mesures et simulations ; TWINS n'a pas été validé pour de faibles vitesses de circulation ; les résultats issus de TWINS n'ont jamais été utilisés pour définir des sources équivalentes servant à synthétiser le bruit au passage. Nous allons donc mener notre propre campagne de validation en confrontant les résultats de TWINS aux mesures effectuées pendant la campagne A.

4.2.6 Obtention des paramètres d'entrée de TWINS

En premier lieu de notre étude comparative, il faut obtenir les paramètres pilotant le comportement vibratoire de la voie et donnant l'état de surface du

rail et de la roue, paramètres alimentant TWINS. Le tableau 4.1 résume les paramètres en entrée du logiciel et comment les obtenir.

La norme européenne prEN15610 homologue des systèmes et procédures de mesure de rugosité, comme décrit au paragraphe 4.1.2. C'est selon ces procédures que les rugosités des roues de l'AGC et de la voie de la campagne A ont été caractérisées.

Ces procédures homologuées permettent de mesurer la rugosité pour des longueurs d'onde entre 3,9mm et 12,5cm. Le spectre de rugosité entré dans TWINS pilote le spectre du bruit calculé :

$$frequence_{bruit} \propto \frac{vitesse}{rugosite} \quad (4.5)$$

Ainsi, pour une vitesse de circulation de 30km/h, le bruit de roulement calculé par TWINS se limite aux fréquences inférieures à 2000Hz.

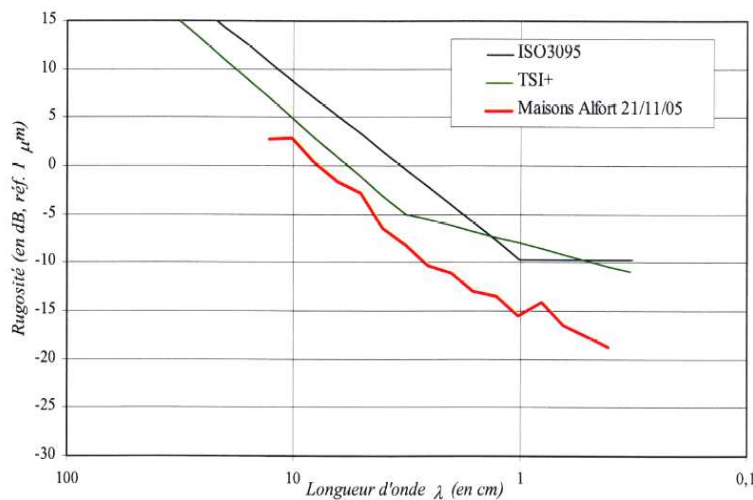


FIG. 4.9 – Rugosité de la voie mesurée lors de la campagne A, rugosité standardisée par la norme ISO 3095 et rugosité standardisée pour la TSI+ (ces deux dernières représentent les gabarits limites à ne pas pas dépasser)

Par ailleurs, la caractérisation expérimentale du bruit de roulement à 30km/h est compromise. En effet, les mesures provenant de la campagne A ont été extraites de passages à 30km/h pour lesquels le train fonctionnait en mode diesel donc avec le risque d'une forte pollution du bruit de roulement par les auxiliaires de traction (par le compartiment du groupe électrogène en particulier, car il se trouve en bas de caisse).

Ainsi, la confrontation entre les simulations sous TWINS 3.0 et les mesures a été poursuivie mais uniquement à 80km/h.

Certains paramètres de la voie ou de la roue sont des valeurs fixées par la géométrie et les matériaux utilisés. Ainsi, le module d'Young de la roue ou du rail, leurs inerties ou la masse de la traverse sont des données prédéfinies par leur forme et leur matériaux, voir tableau 4.1. Pour les autres constituants de la voie, la détermination des paramètres matériau du modèle n'est pas aussi facilement effectuée : la raideur de la semelle et celle du ballast ne sont pas déterminées, puisque ce sont des composants, respectivement élastomère et granulaire, pour lesquels on utilise des modèles de matériaux continus élastiques linéaires. Pour ces composants, il faut caler les paramètres de leur modèle (raideur verticale et latérale de la semelle, coefficient d'amortissement vertical et latéral de la semelle, raideur verticale et latérale du ballast, coefficient d'amortissement vertical et latéral du ballast) de telle sorte que les accélérances verticale et latérale du modèle s'ajustent à celles mesurées sur la voie de la campagne A. Dans ce but, un programme permettant d'obtenir les accélérances à partir des paramètres de raideur et d'amortissement du modèle poutre sur appui continu est utilisé. Il faut noter que ce modèle ne permet pas de retranscrire la fréquence dite pinned-pinned (flexion du rail entre deux traverses) puisque l'appui est supposé continu (modèle Rodel). Ce "pic" ne sera donc pas pris en compte pour l'ajustement des accélérances.

TWINS a donc été utilisé avec les paramètres ajustés, comme illustré sur les figures 4.10 et 4.11. Ces paramètres pilotent le comportement dynamique du modèle de voie. Il est néanmoins possible d'imposer les taux de décroissance des ondes dans le rail de manière à les ajuster à ceux mesurés en ligne. Cette procédure décorrèle les taux de décroissance et le comportement dynamique du modèle mais peut permettre de mieux reproduire la propagation des ondes dans le rail. Ainsi, dans un deuxième temps, les taux de décroissance dans le rail ont été "forcés" directement au niveau des modules de calculs de TWINS 3.0.

PARAMETRES en entrée de TWINS	OBTENTION
DYNAMIQUE DE LA VOIE	
Raideurs et coefficient d'amortissement du ballast latéraux/verticaux	Ajustement des accélérances de la voie mesurées latérale/verticale en basses fréquences
Masse de la traverse	Fixée mais peut permettre d'ajuster les accélérances de la voie en basse fréquence
Raideurs et coefficient d'amortissement de la semelle sous rail latéraux/verticaux	Ajustement des accélérances de la voie mesurées latérale/verticale en basses fréquences
Caractéristiques du rail (Inerties, raideurs)	Fixées par les caractéristiques géométriques et matériau du rail
DYNAMIQUE DE LA ROUE	
Caractéristiques de la roue (Inerties, raideurs)	Fixées par les caractéristiques géométriques et matériau de la roue
EXCITATION	
Rugosités (roue et rail)	Mesurées sur la roue et le rail
Taux de décroissance des ondes dans le rail	Issus des caractéristiques dynamiques de la voie ajustées mais peuvent être fixés à ceux mesurés

TAB. 4.1 – Paramètres d'entrée de TWINS et moyens classiques d'obtention

4.2.7 Caractérisation expérimentale du bruit de roulement à 80km/h

Il s'agissait, à partir des enregistrements au passage de la campagne A à 80km/h, d'obtenir des pressions rayonnées à 1m au droit de la source roue/rail. La zone bogie a donc été isolée sur les enregistrements du passage ; la source a été supposée ponctuelle et le rayonnement de cette source est considéré comme monopolaire, le spectre de cette source peut s'écrire sous la forme :

$$s_p(\omega, r) = \frac{Q_0}{4\pi r} s'_p(\omega) \quad (4.6)$$

où s_p est le spectre de pression sonore de la source considérée et s'_p une fonction uniquement de ω

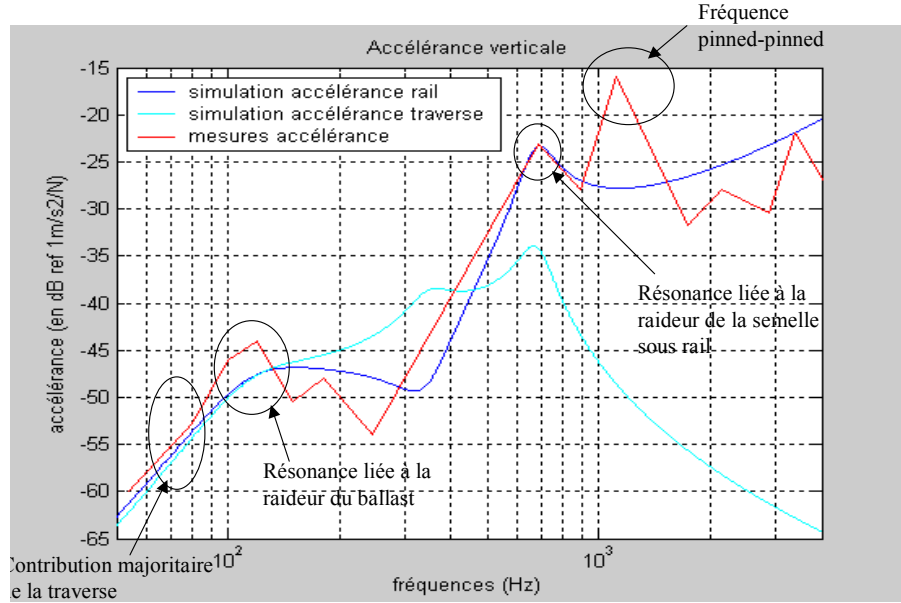


FIG. 4.10 – Accélérations verticales, simulées avec les paramètres ajustés et mesurées

Le niveau de pression en tiers d'octave peut s'écrire :

$$\begin{aligned}
 Np_{\Delta\omega} &= 20\log_{10} \left[\int_{\omega_1}^{\omega_2} s_p(\omega, r) d\omega \right] \\
 &= 20\log_{10} \left[\frac{Q_0}{4\pi r} \int_{\omega_1}^{\omega_2} s'_p(\omega) d\omega \right]
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

Ainsi, la différence entre le niveau à 1m et le niveau à 7.5m sur chaque tiers d'octave peut s'écrire :

$$\begin{aligned}
 Np_{\Delta\omega}^{7,5} - Np_{\Delta\omega}^1 &= 20\log_{10} \left(\frac{1}{7,5} \right) \\
 &= -17,5dB
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Le niveau global du bruit de roulement à 80km/h extrait des mesures de la campagne A est de 103dB(A), à 1m de la source. La figure 4.13 illustre les spectres en tiers d'octave obtenus expérimentalement, pour différents passages lors de la campagne A. Cette figure permet de s'assurer de la reproductibilité de la mesure et donc de la validité de notre démarche.

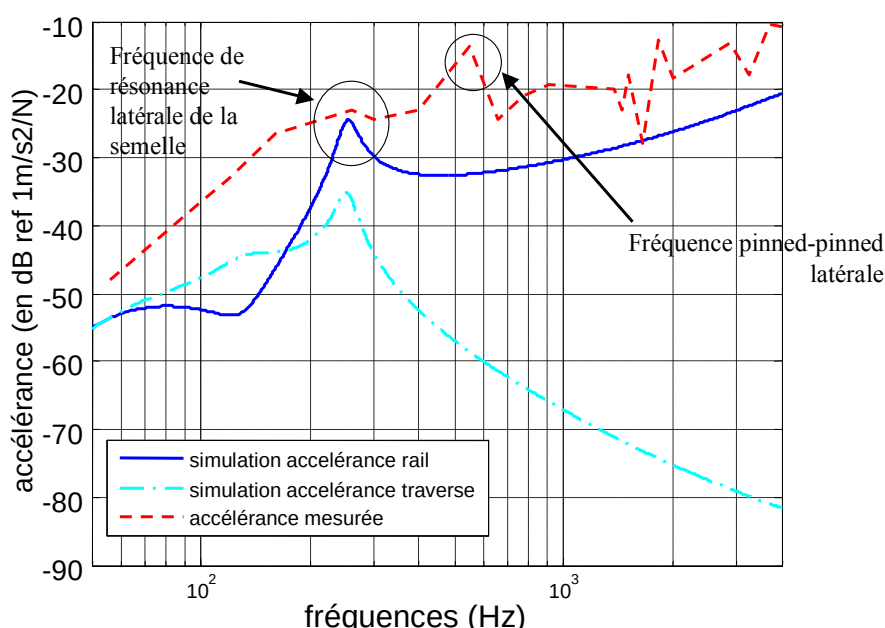


FIG. 4.11 – Accéléranes latérales, simulées avec les paramètres ajustés et mesurées

4.2.8 Comparaison mesures / simulations TWINS - Etude paramétrique

Afin de nous assurer de la validité de TWINS pour des passages à de faibles vitesses (à 80km/h par exemple), nous avons comparé les spectres tiers d'octave et les niveaux globaux obtenus par TWINS et mesurés lors de la campagne A. Les paramètres d'entrée du logiciel sont ajustés au comportement dynamique de la voie de la campagne A.

Selon TWINS :

le niveau global avec ajustement des accéléranes est de 99dB(A) (98,8dB(A) avec une précision au dixième de dB).

le niveau global avec taux de décroissance forcés est de 99dB(A) (99,2dB(A), avec une précision au dixième de dB).

le niveau global mesuré est de 103dB(A) (103,5dB(A), avec une précision au dixième de dB).

La figure 4.12 présente les spectres tiers d'octave mesurés ou simulés, avec les deux cas de simulation : en forçant ou non le taux de décroissance des ondes dans le rail. La courbe du bruit de roulement mesuré correspond à un spectre moyen obtenu à partir des différents passages à 80km/h, cf figure 4.13. Au-delà de 2000Hz, la contribution provient majoritairement de la roue. La

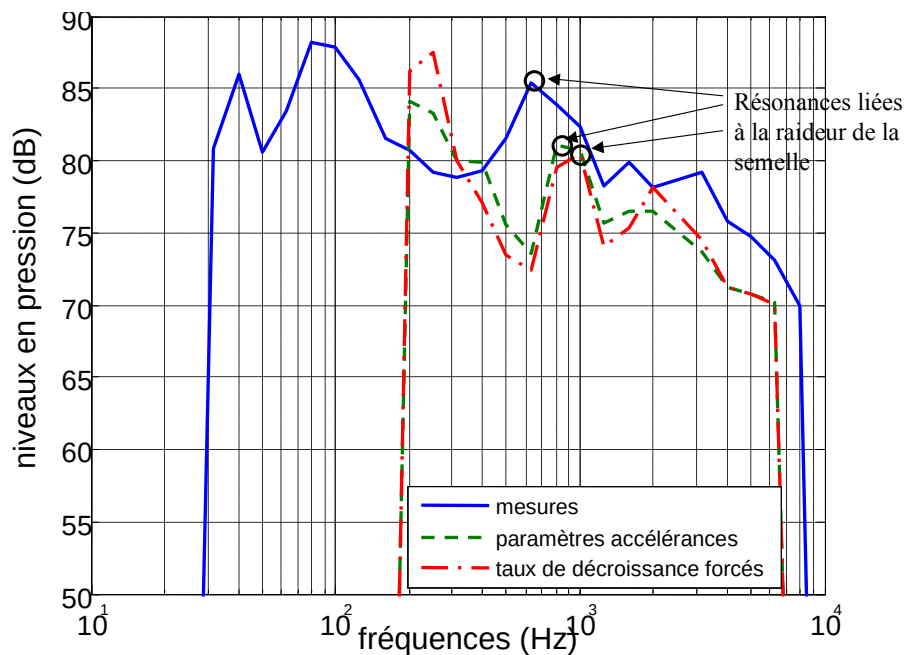


FIG. 4.12 – Comparaison des bruits de roulement mesurés et simulés avec TWINS, les paramètres du modèle étant recalés à partir des accélérances mesurées, avec ou sans taux de décroissance forcé

comparaison entre simulations et mesures est satisfaisante dans ce domaine fréquentiel (2 à 3dB d'écart) compte-tenu de la variabilité des mesures.

Les résultats en-dessous de 2000Hz ne sont pas satisfaisants : la fréquence de résonance liée à la raideur de la semelle sous rail est trop élevée au niveau des simulations, par rapport aux mesures. Cette résonance est pilotée par le paramètre dit de raideur "acoustique" de la semelle sous rail. Très peu de valeurs expérimentales sont disponibles concernant ce paramètre. Diminuer la raideur "acoustique" de cette semelle permet d'ajuster la fréquence de résonance qu'elle pilote et d'augmenter le bruit émis par le rail, dans le domaine fréquentiel où la contribution de ce dernier est majoritaire (autour de 1000Hz).

En parallèle, afin d'augmenter les niveaux basses fréquences (liés à la raideur du ballast ou au rayonnement de la traverse), une étude paramétrique a été menée. Deux pistes ont été empruntées : la traverse a été allégée et le ballast a été assoupli.

Cette étude a permis de montrer que la diminution de la raideur du ballast n'amenait pas de modification notable sur les niveaux en basses fréquences, y compris en divisant d'un facteur 10 cette raideur. L'allègement de la traverse permet de réhausser les niveaux en basses fréquences. Si l'on s'en tient aux allures de spectres en tiers d'octave, voir figure 4.14, les paramètres

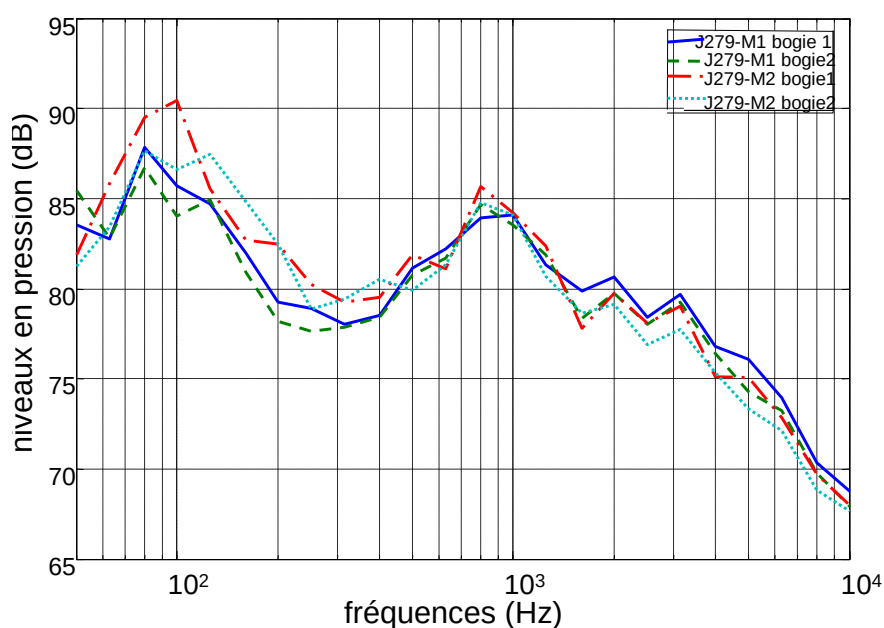


FIG. 4.13 – bruits de roulement extraits de mesures à Maison Alfort

permettant de reproduire au mieux les mesures sont une masse de 72kg pour la traverse (au lieu de 125kg) et une raideur de semelle sous rail de 100MN/m au lieu de 500MN/m obtenu par ajustement des accélérances, comme l'indique le tableau 4.2.

	Raideur semelle	Masse traverse	Raideur ballast	bruit global rayonné
Paramètres accélérances	500MN/m	125kg	60MN/m	98,8dB(A)
Taux de décroissance forcés	500MN/m	125kg	60MN/m	99,2dB(A)
Paramètres recalés	100MN/m	72kg	60MN/m	100,5dB(A)

TAB. 4.2 – Paramètres de la voie pour les calculs TWINS et bruit global correspondant obtenu

Les paramètres ajustés permettent d'améliorer la concordance entre simulations et mesures, comme l'illustre la figure 4.14 et le tableau 4.2. Les simulations TWINS sous-estiment toujours le bruit de roulement.

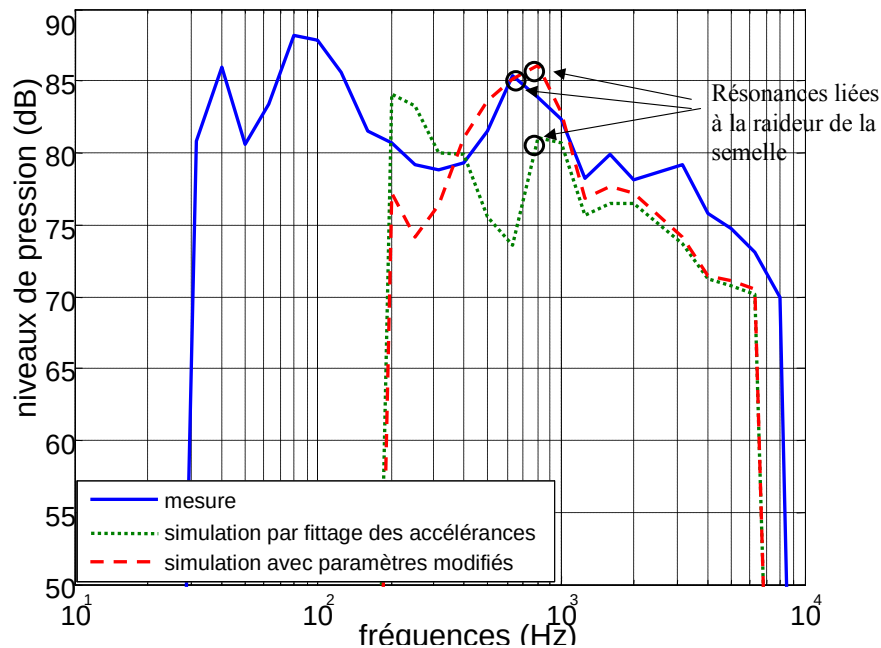


FIG. 4.14 – Comparaison des spectres des bruits de roulement mesurés et simulés sous TWINS, une simulation étant menée avec les paramètres issus de l'ajustement des accélérances, l'autre après réajustement des paramètres

Cette comparaison entre les bruits de roulement issus de simulations sous TWINS ou de mesures, confirme les conclusions des précédentes études de validation du logiciel et met en avant d'autres éléments limitant l'utilisation de ce logiciel dans les configurations que nous étudions :

- les niveaux basses fréquences demeurent peu fiables : le rayonnement en-dessous de 500Hz est piloté par le comportement de la traverse et le modèle de piston bafflé n'est pas réellement pertinent pour cette contribution ;
- les résultats de TWINS au-delà de 2000Hz sont satisfaisants et exploitables : cette partie du spectre du bruit de roulement est essentiellement piloté par le comportement de la roue qui est correctement pris en compte dans le logiciel ;
- les paramètres obtenus par ajustement des bruits de roulement (figure 4.14 et tableau 4.2) sont très éloignés de ceux connus, mesurés ou classiquement utilisés. Il paraît très délicat de les réutiliser pour d'autres vitesses, d'autant qu'ils ne donnent pas des résultats pleinement satisfaisants ;
- le point le plus délicat concerne l'utilisation de TWINS pour de faibles vitesses de circulation. L'excitation du système dynamique voie/véhicule

est donnée par le biais de spectres de rugosité. Ceux-ci sont propres à chaque voie (respectivement chaque roue) et se mesurent selon la norme prEN15610. Le matériel utilisé pour mesurer la rugosité de la voie limite les relevés à des longueurs d'onde inférieures à 12,5cm. Or, le spectre du bruit émis est directement relié au spectre de rugosité combinée, via un facteur dépendant de la vitesse. Ainsi, pour une circulation à 80km/h, cela sous-entend que le spectre de bruit n'est pas connu en-dessous de 200Hz ;

- il faut noter que quelle que soit la vitesse de circulation, le logiciel TWINS 3.0 ne fournit que des spectres 1/3 d'octave : cela ne permet pas d'extraire les composantes tonales. Or, le rayonnement de la roue est piloté par les modes propres de vibration de celle-ci. Il possède donc des émergences fréquentielles très énergétiques qu'il serait souhaitable de prendre en compte comme composantes tonales. Par ailleurs, savoir si ces modes sont radiaux ou axiaux permettrait de leur affecter un diagramme de directivité (monopolaire pour les modes radiaux et dipolaire pour les modes axiaux).

Cette étude comparative a mis en évidence les limites de l'utilisation de TWINS dans le cadre imposé (faibles vitesses et obtention de spectres bandes fines). L'obtention des niveaux dans les plus basses fréquences est une donnée importante. En effet, lorsque le train fonctionne en mode diesel, la contribution des auxiliaires de traction est significative pour des fréquences inférieures à 1000Hz. Il est important de connaître la contribution relative du bruit de roulement dans ce domaine fréquentiel.

Nous avons donc décidé de caractériser la source équivalente du bruit de roulement à 80km/h à partir des mesures réalisées lors de la campagne A. Ces mêmes mesures ne peuvent pas fournir le bruit de roulement à 30km/h car ces passages ont été effectués en mode diesel et il y a risque de forte pollution par le bruit du compartiment du groupe électrogène. Il faut donc développer une autre procédure pour obtenir le bruit de roulement à 30km/h.

4.2.9 Caractérisation du bruit de roulement à 30km/h

A 80km/h, on dispose des spectres de bruit de roulement extraits des signaux au passage sur le site de la campagne A. A 30km/h, les passages de la campagne A n'ont été réalisés qu'en mode diesel donc avec risque d'une forte pollution du bruit de roulement par les contributions des auxiliaires de

traction. Il faut donc utiliser d'autres mesures pour caractériser la source bruit de roulement à 30km/h. Les mesures par antennerie 2D réalisées lors de la campagne B ont été effectuées sur une voie équipée d'absorbeurs, voir figure 3.3. Or, les enregistrements des passages ont été effectués sur une voie sans absorbeur (campagne A).

En enrichissant le bruit de roulement obtenu sur la voie B par l'opposé du gain des absorbeurs, on peut obtenir le spectre du bruit de roulement sur la voie A. L'hypothèse sous-jacente à cette procédure est que la voie B sans absorbeurs est acoustiquement identique à la voie A (même comportement dynamique et vibro-acoustique).

Les absorbeurs jouant sur l'énergie vibratoire du rail, leur impact sur le bruit rayonné se cantonne à la contribution de celui-ci. Leur effet est calculé à l'aide de TWINS, qui a montré sa fiabilité au-dessus de 1000Hz, lorsque le rayonnement est majoritairement piloté par le rail puis les roues. Un modèle de la voie B avec et sans absorbeurs est développé; la différence de niveau à 30km/h est ainsi obtenue, permettant de caractériser le bruit de roulement d'une voie sans absorbeurs (voie A).

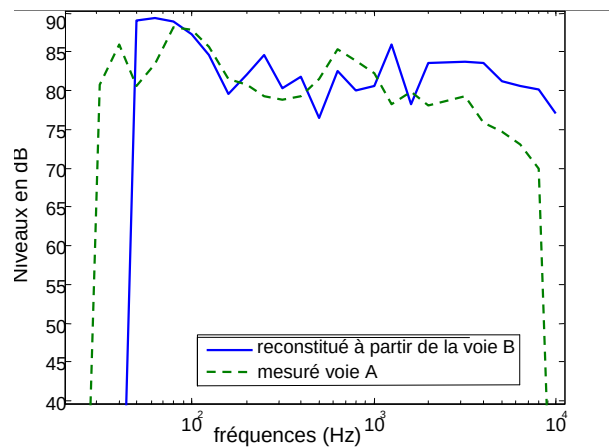


FIG. 4.15 – Spectres du bruit de roulement à 80km/h, mesuré sur la voie A et reconstitué à partir des données de la voie B

Afin de valider cette procédure, nous avons comparé le bruit de roulement mesuré sur la voie A et le bruit de roulement recalculé à partir des données de la voie B à 80km/h, vitesse à laquelle nous disposons des données pour les deux campagnes. Les deux spectres sont présentés sur la figure 4.15. La concordance n'est pas parfaite, principalement dans les plus hautes fréquences où il y a une différence de 5dB. Pour des fréquences inférieures à 2000Hz,

cette procédure est satisfaisante avec des écarts sur les différents tiers d'octave inférieurs à 3dB. Elle sera employée pour caractériser le spectre 1/3 d'octave du bruit de roulement à 30km/h.

4.3 Bilan

Ce chapitre s'articule autour de la caractérisation du bruit de roulement, principale source dans le bruit au passage. TWINS est le logiciel de référence pour calculer le bruit de roulement ferroviaire. Ainsi, après avoir présenté une étude critique sur la caractérisation du bruit de roulement par mesures d'antenne, nous avons présenté les différents paramètres de voie qui, selon le modèle utilisé dans TWINS, pilotent son rayonnement, et les mesures qui permettent de les obtenir. La description du logiciel est suivie d'une présentation de campagnes de validation qui s'y attachent. Les résultats de ces campagnes nous amènent à être prudents quant à l'utilisation de TWINS pour notre étude :

- TWINS sous-estime le bruit de roulement, principalement en basses fréquences (en-dessous de 1000Hz) ;
- le logiciel n'a jamais été validé pour de faibles vitesses de circulation ;
- il fournit des spectres en tiers d'octave à partir desquels aucune émergence acoustique ne peut être identifiée, ce qui est problématique lorsqu'il s'agit de modéliser les contributions des modes de roue.

S'ensuit une étude comparative menée au paragraphe 4.2.8 qui a mis en évidence les limites du logiciel TWINS pour définir des sources équivalentes au bruit de roulement pour les vitesses requises.

Ainsi, malgré les conclusions de l'étude de Kitagawa [Kitagawa, 2007] décrite dans le paragraphe 4.1.1 qui montraient les limites de l'antennerie pour mesurer la contribution du rail dans le bruit de roulement, les sources équivalentes correspondant au bruit de roulement sont issues des mesures sur site effectuées, soit à l'aide d'un microphone en bord de voie soit à l'aide d'une antenne plane et traitées par formation de voies. TWINS reste valide pour quantifier l'effets des absorbeurs par exemple. Il faut noter que la caractérisation par antenne 2D fournit des spectres de source en tiers d'octave (le traitement des mesures d'antenne étant fixé ainsi) et que les dimensions

de l'antenne (espacement des microphones et taille du réseau) permettent de couvrir une gamme fréquentielle de 125Hz à 10kHz.

Chapitre 5

Validation et exemple d'utilisation de VAMPPASS

Sommaire

5.1	Validation des indicateurs classiques	170
5.2	Validation perceptive	173
5.3	Exemple d'utilisation du logiciel	178

VAMPPASS a été programmé à partir de la méthode de synthèse et du modèle de source décrits dans le chapitre 2. Chaque étape de construction du logiciel a été validée : la méthode de synthèse conserve l'énergie rayonnée par une source fixe ou en mouvement (en prenant en compte l'effet Doppler). Les sources équivalentes de l'AGC ont été identifiées selon le modèle de source utilisé dans VAMPPASS, voir chapitre 3, et les passages de ce train ont été caractérisés selon la norme ISO3095, présentée au paragraphe 1.2.1. L'ensemble de ces données va permettre d'évaluer la pertinence de VAMPPASS à produire le signal de pression acoustique de bruits de passages de train (somme de sources en mouvement). Cette validation est réalisée à partir de deux types de données qui caractérisent un bruit au passage : des indicateurs classiques et des échantillons sonores.

Dans la seconde partie de ce chapitre, un exemple d'étude menée à l'aide de VAMPPASS est présenté. Il s'agit de statuer sur l'impact qu'auront des optimisations acoustiques apportées sur certains auxiliaires de l'AGC sur le bruit global du passage.

5.1 Validation des indicateurs classiques

La norme ISO3095, cf paragraphe 1.2.1, homologue des méthodes de mesure de bruit de train au passage et définit un certain nombre d'indicateurs, basés sur ces mesures, permettant de comparer deux passages entre eux. Ces indicateurs sont définis dans l'annexe D. La première campagne de validation de VAMPPASS se base sur trois de ces indicateurs : le niveau global au passage $L_{peq,Tp}$, le niveau global pondéré A $L_{pAeq,Tp}$ et la signature du passage. Ces trois indicateurs vont permettre de comparer des passages enregistrés lors de la campagne A et les passages simulés qui leur correspondent.

Les paramètres des sources sont entrés, en fonction des régimes constituant chaque passage. Les véhicules sont construits (2 motrices séparées d'une voiture). Deux types de passages sont présentés :

- un passage à 30km/h en mode diesel (régime du moteur diesel à 950tr/min; régime du ventilateur du compartiment moteur diesel à 1080tr/min; régime du cooling à 1150tr/min; régime du ventilateur du moteur de traction à 1480tr/min; convertisseur électrique en petite vitesse; bruit de roulement);

- un passage à 80km/h en mode électrique : dans ce cas, seul le bruit de roulement est modélisé.

Les spectres des différentes sources sont présentés au paragraphe 5.3. Ils correspondent au cas dit “standard” correspondant au train caractérisé (sans aménagement particulier sur les sources de bruit).

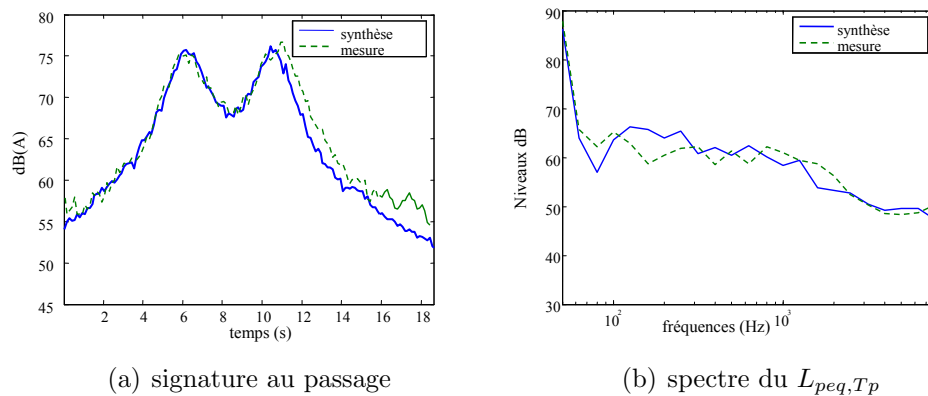


FIG. 5.1 – Signatures et spectres du $L_{peq,Tp}$ du passage à 30km/h en mode Diesel, simulé et enregistré

Diesel à 30km/h	simulation	mesures
Niveau global (dB) $L_{peq,Tp}$	86	87
Niveau global pondéré A (dB(A)) $L_{pAeq,Tp}$	65	68
Electrique à 80km/h		
Niveau global (dB) $L_{peq,Tp}$	68	73
Niveau global pondéré A (dB(A)) $L_{pAeq,Tp}$	67	69

TAB. 5.1 – Comparaisons des niveaux globaux pour des passages simulés et enregistrés à 30km/h et 80km/h

La comparaison des indicateurs à 30km/h, figure 5.1 et tableau 5.1, montre une bonne concordance entre simulation et mesures. Les maxima de niveaux de la signature sont bien retrouvés dans les simulations et la différence entre les spectres du $L_{peq,Tp}$ est de maximum 5dB par tiers d’octave.

Les mesures à 80km/h, figure 5.2(a), montrent un pic de niveau sur la 4^e roue. Ceci correspond à un défaut de roue appelé plat (une partie de la surface de roulement de la roue est aplatie). Ce défaut produit un bruit de choc à chaque passage du plat sur le rail. Il n’a pas été pris en compte dans nos simulations. Par ailleurs, on constate des écarts de 10dB dans les plus

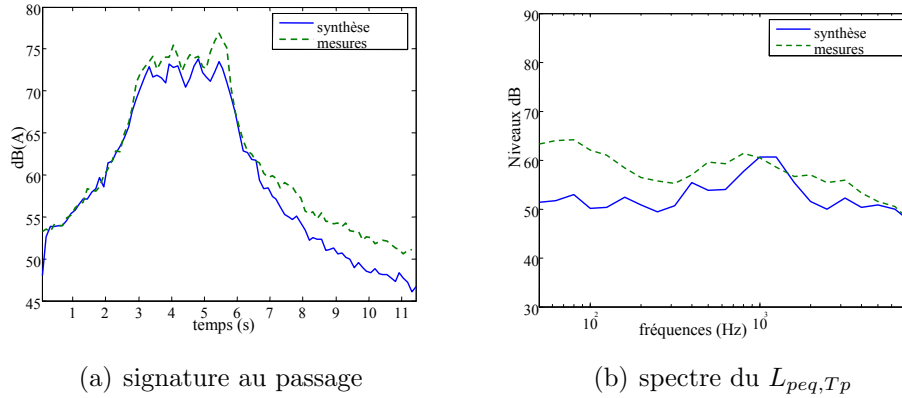


FIG. 5.2 – Signatures et spectres du $L_{peq,Tp}$ du passage à 80km/h en mode électrique, simulé et enregistré

basses fréquences entre les deux spectres du $L_{peq,Tp}$, figure 5.2 (b). Pour le mode électrique présenté ici, la source principale sur tout le spectre est le bruit de roulement. Or, celui-ci n'est pas caractérisé en-dessous de 125Hz (limitation due aux dimensions de l'antenne de la campagne B) : les niveaux sont fortement sous-estimés en-dessous de 125Hz, en particulier pour le mode électrique. En effet, pour le mode diesel, les contributions des auxiliaires diesel vont masquer l'absence de bruit de roulement pour les plus basses fréquences. Ces différences vont se répercuter sur les niveaux globaux présentés dans le tableau 5.1.

D'autres cas de comparaisons entre simulation et mesure ont été étudiés lors de cette campagne de validation et sont présentés dans le rapport [Bongini et Molla, 2007].

Cette étude permet de valider en partie VAMPPASS, pour le calcul des indicateurs acoustiques de la norme ISO 3095. D'autres indicateurs sont calculés lors d'une simulation avec le logiciel, comme le niveau d'exposition au bruit SEL (sound exposure level) en dB(A), le niveau transitoire d'exposition au bruit TEL (time exposure level) en dB(A), le niveau maximum pondéré A $L(A)_{max}$, le niveau du passage en dB(A), le niveau du passage en dB, dont on pourra trouver les définitions dans l'annexe D, l'interface résumant ces indicateurs est présentée sur la figure 5.3.

VAMPPASS se différencie des autres logiciels de simulation de passage en fournissant les échantillons sonores des passages simulés. Il est donc nécessaire de compléter cette étude par une validation perceptive du logiciel.

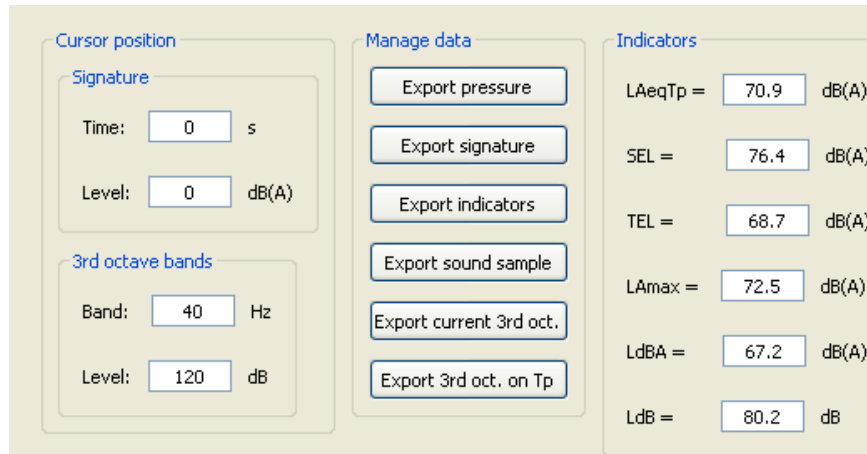


FIG. 5.3 – Interface VAMPPASS résumant les indicateurs acoustiques pour une simulation

5.2 Validation perceptive

Le résultats présentés ici ont été obtenus par Herviou [Herviou, 2007] dans le cadre d'un stage de DEA que nous avons dirigé.

Le logiciel permet d'obtenir le signal temporel du passage en format B. Ce format, spécifique à la restitution sonore, permet, par post-traitement, d'obtenir des échantillons en monoral, binaural, transaural ou tout autre type de format de restitution. Ce format se base sur des enregistrements synchrones par 4 capsules de microphones, permettant d'obtenir le champ rayonné projeté sur les 4 premiers coefficients d'harmoniques sphériques (ordre 0 et 1), figure 5.4.



FIG. 5.4 – Microphone Ambisonics

Echantillons	Mode	Vitesse (km/h)	Absorbeurs sur voie
1	Electrique	80	NON
1.1 uniquement enregistré	Electrique	80	NON
2	Electrique	80	OUI
3	Electrique	30	OUI
4	Diesel	80	OUI
5	Diesel	30	NON
6	Diesel	30	OUI
7	Diesel	15	NON
8	Diesel	15	NON
9	Diesel	0	NON
10 uniquement simulé	Diesel	80	NON optimisation du RMD
11	Electrique	130	OUI

TAB. 5.2 – Description des échantillons utilisés pour les tests perceptifs

D'un point de vue simulation, il faut créer les 4 signaux pour les quatre voies d'acquisition du microphone en adjoignant à chaque fois une directivité au point récepteur. Les deux types de signaux (enregistrés ou simulés) peuvent alors être traités identiquement pour obtenir le format de restitution souhaité. Cette procédure est programmée dans VAMPPASS.

Le cadre de cette validation perceptive est l'utilisation future du logiciel : des études paramétriques permettant de connaître l'impact de chaque source (ou de sa version optimisée) composant le véhicule sur le bruit global au passage. Ainsi, si un certain nombre de prototypes d'auxiliaires de traction optimisés ou de système de réduction du bruit de roulement étaient créés, que d'une part ils soient placés réellement un à un sur le train et que d'autre part on simule à l'aide du logiciel les passages du train avec chacune de ses sources, le classement effectué par les auditeurs sur un critère particulier (désagrément, sonie...) doit être le même.

C'est sur cette idée de "classement identique" que s'est basée la validation perceptive. Disposant d'un certain nombre d'enregistrements (au passage à différentes vitesses pour différents modes, à poste fixe), les passages équivalents ont été simulés. Une description des échantillons est donnée dans le tableau 5.2.

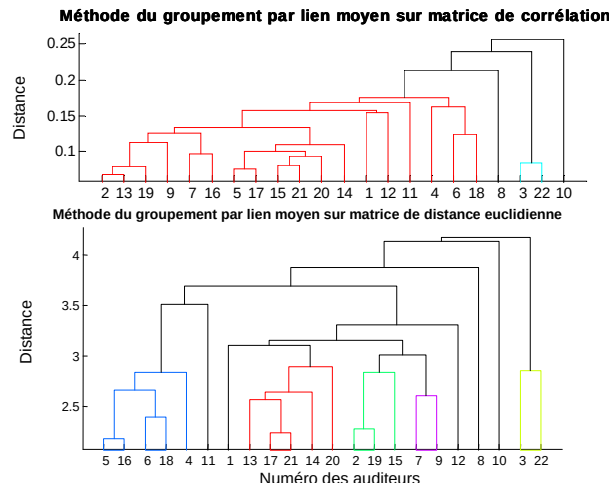


FIG. 5.5 – Dendrogrammes du corpus des sons enregistrés

Les tests d'écoute se sont articulés autour de deux tests de dissemblance par paire, l'un pour les échantillons enregistrés, l'autre pour les échantillons simulés. Ces tests ont été passés par 22 sujets qui devaient évaluer après l'écoute de deux sons leur degré de ressemblance, suivant une échelle continue allant de très "*semblables*" à "*très dissemblables*".

L'ensemble des évaluations de dissemblance pour un auditeur permet de construire, pour chaque corpus, sa matrice de dissemblance. La deuxième étape de l'exploitation consiste en une analyse en arbre hiérarchique. Celle-ci permet de mettre en lumière des groupes d'auditeurs qui peuvent avoir une stratégie de réponse différente des autres auditeurs. Herviou [Herviou, 2007] a utilisé trois algorithmes différents pour construire ces arbres, afin de s'assurer que l'algorithme utilisé pour construire ces arbres hiérarchiques ne favorisait pas l'utilisation des classes d'auditeurs. Les dendrogrammes de la figure 5.5 montrent qu'il n'y a pas eu, face au corpus d'enregistrements, de classes d'auditeurs ayant une stratégie particulière de réponse. L'ensemble des auditeurs pourra donc être pris en compte, sans distinction, dans les étapes suivantes d'analyse. Pour le corpus simulation, les dendrogrammes de la figure 5.6 mettent en avant une classe d'auditeurs (les numéros 7, 15, 6, 17 et 4) ayant eu une stratégie de réponse différente des autres sujets. Leurs réponses ne seront pas prises en compte dans les étapes suivantes d'analyse.

Suite à cette classification, une analyse multidimensionnelle (MDS) est réalisée pour chacun des deux corpus afin de placer les différents sons dans un espace à 2 dimensions (le choix de la dimension de l'espace a été fait à l'aide de

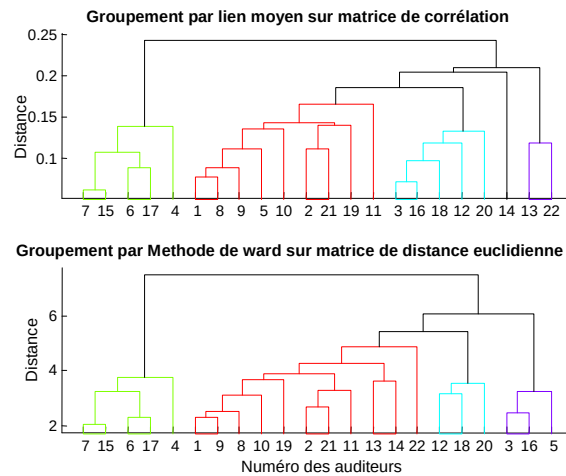


FIG. 5.6 – Dendrogrammes du corpus des sons simulés

la courbe représentant le facteur de stress en fonction du nombre de dimensions de l'espace de représentation), voir annexe F. Cette représentation permet de mettre en avant des regroupements d'échantillons selon certains critères (qui sont identifiés par la suite à l'aide d'une analyse en composantes principales). A ce niveau de l'étude, on souhaite retrouver la même répartition spatiale des échantillons entre le corpus enregistrements et le corpus simulations. Cela signifierait qu'un critère prédominant de classement est commun à ces deux types de sons.

La figure 5.7(a) met en évidence 3 classes d'échantillons enregistrés : le groupe 1 composé des échantillons (5-3-6), le groupe 2 composé des échantillons (2-1.1-4-1) et le groupe 3 composé des échantillons (11-7). Dans l'espace des simulations, les échantillons sont plus disséminés : du groupe 1, seuls les échantillons (5-6) semblent groupés ; du groupe 2, on retrouve les échantillons (1-2-1.1) et le groupe 3 est éclaté.

A l'aide d'une Analyse en Composantes Principales, les espaces sont orientés de façon à obtenir la variance du nuage de point maximale selon les axes. La figure 5.8 illustre l'apparition d'une dimension commune aux deux espaces, que ce soit dans l'espace simulation ou enregistrement ; les échantillons s'orientent suivant l'axe des ordonnées selon la vitesse de passage (échantillon 9 : poste fixe ; échantillon 11 : 130km/h). Pour le corpus enregistrement, le coefficient de corrélation entre l'ordonnée des échantillons et leur vitesse est de 0,83. Dans l'espace simulation, il est de 0,93. L'espace simulation révèle une deuxième dimension le long de l'axe des abscisses : à gauche de l'axe,

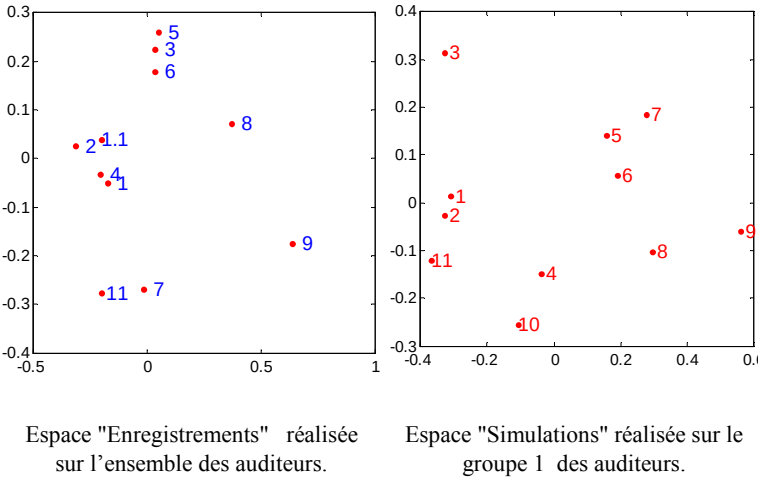


FIG. 5.7 – MDS des deux corpus

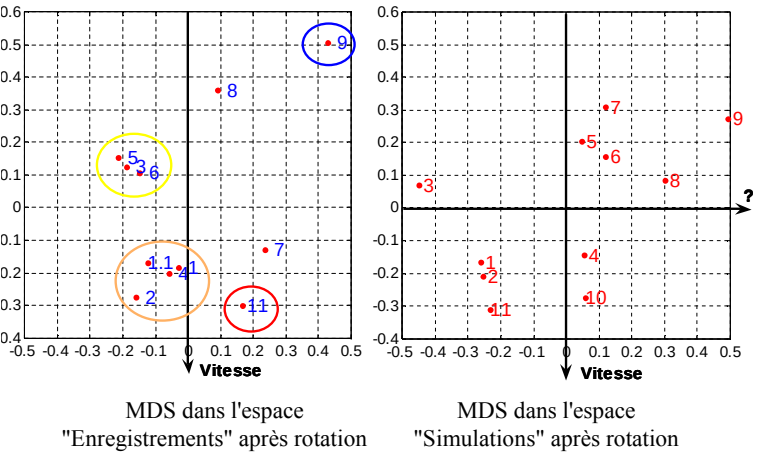


FIG. 5.8 – MDS des deux corpus après rotation des espaces

apparaissent les échantillons simulant des passages en mode électrique (1, 2, 3), à droite les échantillons en mode diesel (4, 10, 5 et 6). Cette séparation n'est pas faite dans l'espace des enregistrements : à vitesse identique, aucune distinction n'est réellement visible entre mode diesel et mode électrique (échantillons 1-2 et 4-10 tous les quatre à 80km/h).

Les auditeurs ont donc distingué les deux modes de traction pour le corpus simulation uniquement. Une nouvelle fois, la source équivalente du bruit de roulement est au coeur du problème. La différenciation entre mode diesel et mode électrique se fait sur la présence ou non des auxiliaires de traction diesel, dont les contributions acoustiques sont significatives pour les basses fréquences (en-dessous de 500Hz) et particulièrement énergétiques en-dessous de 200Hz. Si la différenciation ne peut se faire entre diesel et électrique, cela peut signifier qu'une autre source, en l'occurrence le bruit de roulement car c'est la seule source commune aux deux modes, est suffisamment importante pour masquer les contributions des auxiliaires en mode diesel, le rendant perceptivement équivalent au mode électrique. L'absence de caractérisation du bruit de roulement en-dessous de 125Hz justifierait alors la différence entre les deux espaces de perception :

- dans l'espace enregistrement, le bruit de roulement masque le bruit des auxiliaires dans les basses fréquences et les deux modes, diesel et électrique, ne sont pas différenciables ;
- dans l'espace simulation, le bruit de roulement n'étant pas défini en-dessous de 125Hz, les contributions des auxiliaires font la différence entre mode diesel et mode électrique.

L'apparition de cette deuxième dimension pour le corpus simulation n'est pas problématique pour valider l'utilisation du logiciel lors d'études perceptives : une étude paramétrique menée avec des échantillons simulés sera plus discriminante qu'une étude avec des échantillons enregistrés, puisque des différences pourront être notées entre les modes de traction diesel ou électrique.

5.3 Exemple d'utilisation du logiciel

Dans le cadre du projet SILENCE, différents constructeurs ferroviaires ont collaboré pour établir des versions acoustiquement optimisées de certains auxiliaires de traction. Ils ont fourni les caractéristiques acoustiques de ces

sources modifiées. VAMPPASS a ainsi été utilisé pour évaluer l'impact de chacune de ces optimisations sur le bruit global au passage (à 30km/h et 80km/h).

Les différentes modifications concernant chacune des sources sont listées ci-dessous, [Bongini et Molla, 2007] :

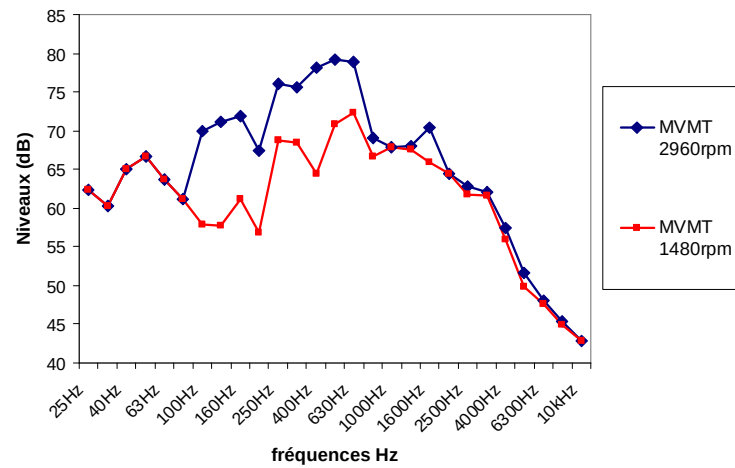
- l'échappement est acoustiquement optimisé en utilisant un silencieux à multi-chambres d'expansion ainsi que des résonateurs de Helmholtz, l'ensemble permettant de réduire le bruit surtout en basses fréquences (en-dessous de 100Hz) (figure 5.10(a)) ;
- le système de refroidissement du moteur diesel, est acoustiquement optimisé en remplaçant ses ventilateurs axiaux par des ventilateurs radiaux : les fréquences de passages de pales sont éliminées et le bruit large bande est diminué de 3dB sur l'ensemble du spectre (figure 5.9(b)) ;
- deux versions du compartiment du groupe électrogène ont été utilisées : la version présente sur l'AGC Bombardier qui est acoustiquement optimisée (présence de jupes latérales cloisonnant le moteur et capitonnage de tout le compartiment par des matériaux absorbants) et une version plus standard pour laquelle l'effet du capitonnage a été enlevé (figure 5.10(b)) ;
- deux versions de bruit de roulement optimisées ont été utilisées : avec absorbeurs sur voie et avec la combinaison absorbeurs sur voie et absorbeurs sur roue (figure 5.12).

Les autres auxiliaires de traction ne sont pas modifiés pour cette étude, aucune amélioration acoustique n'ayant été proposée dans le cadre de ce projet (figures 5.9(a) et 5.11).

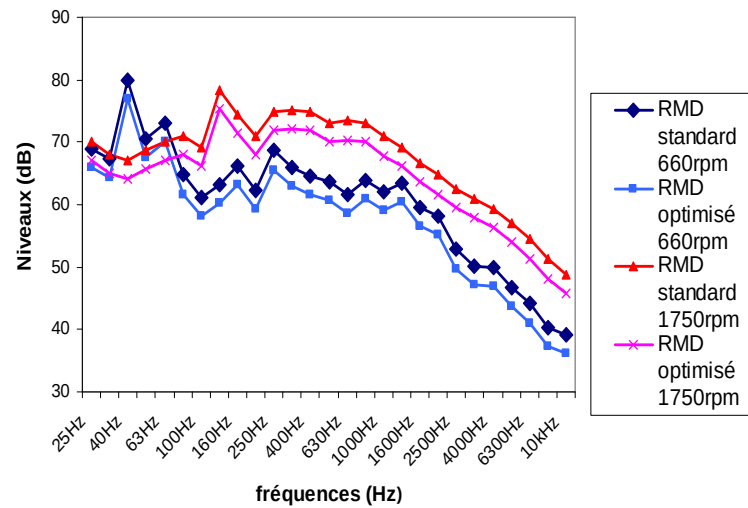
Différentes combinaisons de sources ont été testées, permettant d'évaluer l'impact de chaque optimisation individuellement et la réduction maximale à laquelle on pourrait s'attendre en combinant l'ensemble des sources optimisées. Les résultats en terme de $L_{pAeq,Tp}$ sont résumés dans le tableau 5.13.

Les résultats du tableau 5.13 montrent :

- à 30km/h, en mode diesel, le bruit global au passage n'est réduit significativement (de 2dB) que si l'ensemble des sources est optimisé (d'après les optimisations proposées) ;
- à 80km/h, en mode diesel, la seule optimisation du bruit de roulement apporte déjà une réduction du bruit global, qui est diminué de 3dB lorsqu'on apporte toutes les optimisations ;

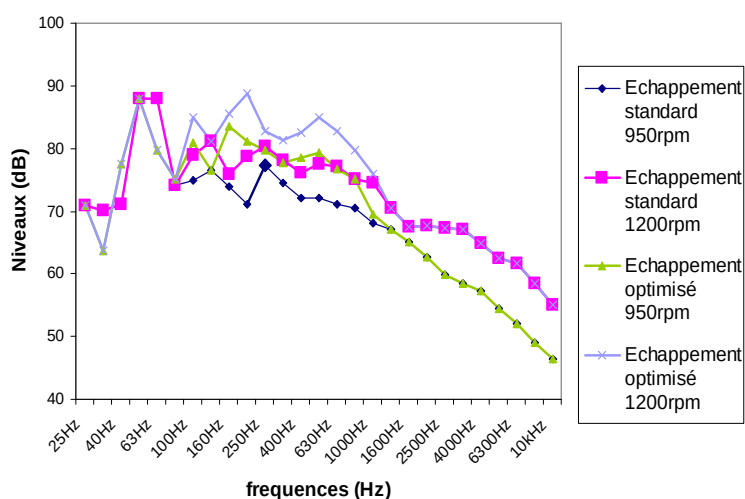


(a) spectres du niveau de pression à 1m du MVMT

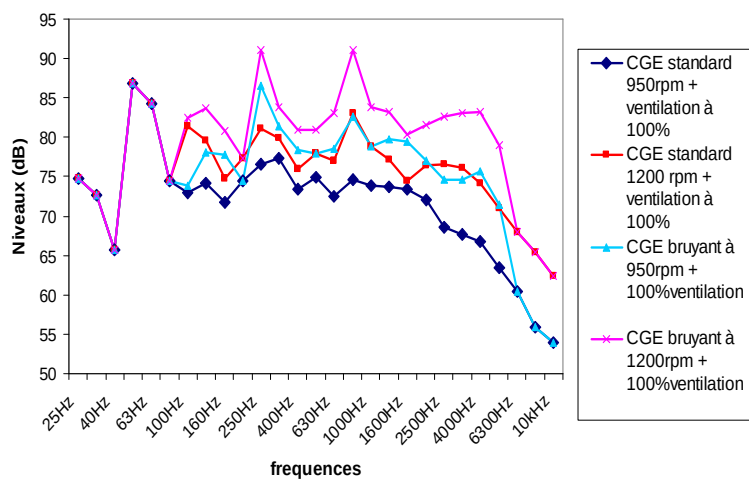


(b) spectres du niveau de pression à 1m du RMD

FIG. 5.9 – Spectres du niveau de pression des différentes sources qui vont servir lors de l'évaluation de l'impact des optimisations - Motoventilateur des moteurs de traction et système de refroidissement du moteur diesel

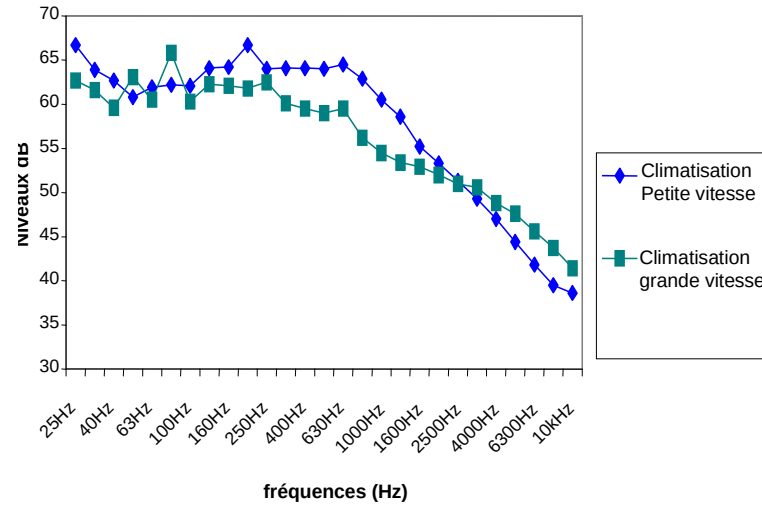


(a) spectres du niveau de pression à 1m de l'échappement

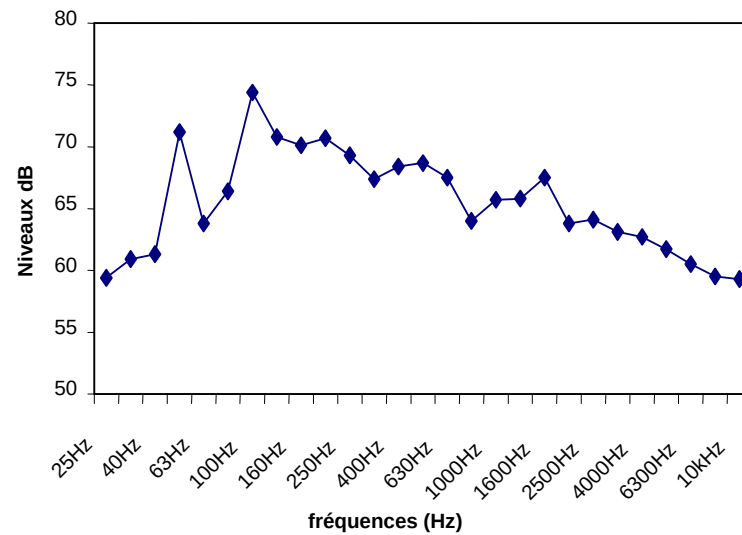


(b) spectres du niveau de pression à 1m du compartiment du groupe électrogène

FIG. 5.10 – Spectres du niveau de pression des différentes sources qui vont servir lors de l'évaluation de l'impact des optimisations - échappement et compartiment du groupe électrogène

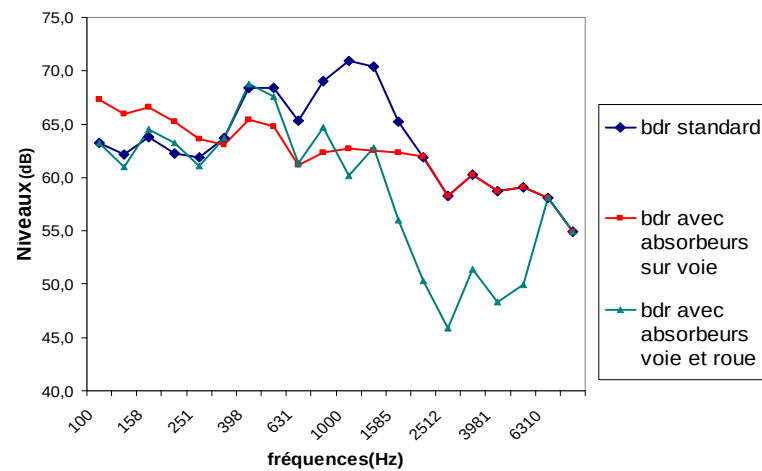


(a) spectres du niveau de pression à 1m du système de climatisation

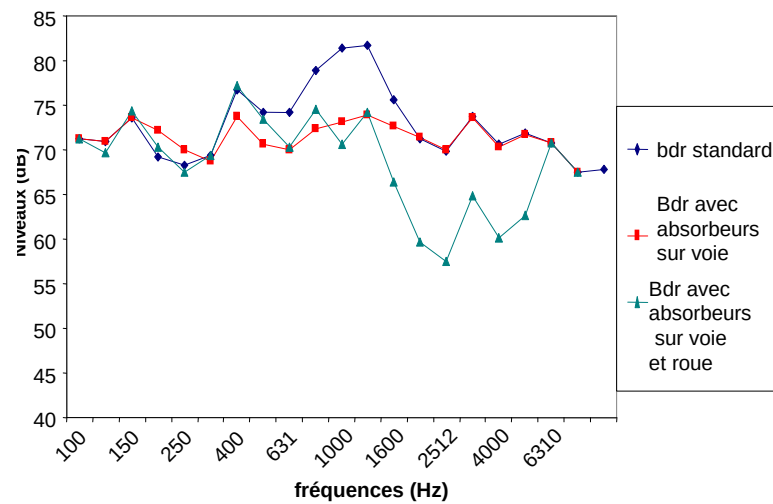


(b) spectres du niveau de pression à 1m du convertisseur électrique

FIG. 5.11 – Spectres du niveau de pression des différentes sources qui vont servir lors de l'évaluation de l'impact des optimisations - système de climatisation et convertisseur électrique



(a) spectres du niveau de pression à 1m du bruit de roulement à 30km/h



(b) spectres du niveau de pression à 1m du bruit de roulement à 80km/h

FIG. 5.12 – Spectres du niveau de pression des différentes sources qui vont servir lors de l'évaluation de l'impact des optimisations - bruit de roulement

- en mode électrique, à 30 comme à 80km/h, l'optimisation du bruit de roulement a un impact significatif sur le bruit global au passage, comme on pouvait s'y attendre (environ 5dB).

Cette étude illustre l'usage pour lequel a été conçu le logiciel : pouvoir prédire l'impact, sur le bruit global au passage, d'optimisations apportées aux différentes sources. Dans le cas présent, les simulations sous VAMPPASS permettent de conclure qu'à 30km/h, en mode diesel, le bruit global ne sera significativement réduit que si l'ensemble des optimisations (sur le RMD, l'échappement, le compartiment du groupe électrogène et le système roue/rail) sont réalisées. A 80km/h, en mode diesel, une réduction du bruit de roulement en utilisant des absorbeurs sur la roue et sur le rail, permet à elle seule de diminuer significativement le bruit global. Ces informations vont permettre de guider les constructeurs sur les efforts à apporter en terme de réduction du bruit de passage.

Par ailleurs, une étude psychoacoustique a été menée dans le cadre du projet SILENCE utilisant les échantillons sonores correspondant aux cas présentés ci-avant (voir le rapport [Griefahn et al., 2007]). Deux types de tests d'écoute ont été réalisés :

- le premier est un test de comparaison par paire où l'auditeur doit juger de l'échantillon le plus désagréable entre un passage en configuration standard et un passage avec une des sources optimisées présentées (les deux vitesses et les deux modes de traction sont jugés séparément). Les réponses sont comparées au niveaux globaux en dB(A) des passages ainsi qu'aux indicateurs de sonie, de rugosité, d'acuité et de tonalité ;
- dans le second test, l'auditeur doit évaluer un degré de désagrément associé à chaque échantillon, sur une échelle de 1 à 10. Cette échelle est celle conseillée par l'ICBEN ¹.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

A partir du test 1 :

- pour des passages à 30km/h en mode de traction Diesel, l'échantillon une réduction d'au moins 1,2dB(A) est nécessaire pour que l'échantillon soit considéré comme "moins désagréable", c'est le cas entre l'échantillon standard et l'échantillon correspondant au système de refroidissement du moteur optimisé ;

¹International Commission on Biological Effect of Noise

- pour des passages à 80km/h en mode de traction Diesel, une réduction d'au moins 1,0dB(A) est nécessaire pour que l'échantillon soit considéré comme "moins désagréable", c'est le cas entre l'échantillon standard et l'échantillon correspondant à la voie équipée d'absorbeurs ;
- le seul indicateur corrélé avec les résultats des tests est la sonie ;
- en mode de traction électrique, la réduction du bruit de roulement que ce soit à l'aide d'absorbeurs sur voie ou avec une combinaison absorbeurs sur voie / absorbeurs sur roue, est suffisante pour qu'aux deux vitesses les échantillons soient considérés comme "moins" désagréables que l'échantillon du passage standard.

A partir du test 2 :

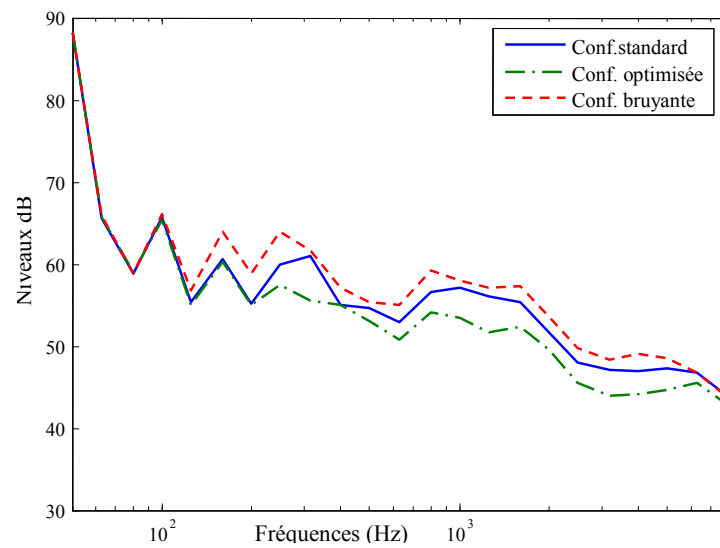
- en mode de traction électrique et pour les deux vitesses, il existe une différence significative entre tous les échantillons. Cela signifie que des différences aussi petite que 0,3 sur l'échelle ICBEN sont perçues ;
- en mode de traction Diesel, pour les deux vitesses de circulation, il faut une différence d'au moins 0,3 selon l'échelle ICBEN, pour percevoir une différence entre les échantillons ;
- aucune différence en terme de désagrément n'a été relevée entre les échantillons "standard", "échappement optimisé" et "absorbeurs sur la voie".

Les résultats obtenus à l'aide de ces deux types de tests sont similaires excepté sur un point : selon les résultats du test 1, l'échantillon prenant en compte l'effet d'absorbeurs sur la voie est différent de l'échantillon standard, alors que d'après les résultats du test 2 aucune différence significative en terme de désagrément existe entre ces deux échantillons. Cela signifierait que plus d'1dB(A) de réduction est nécessaire pour que cela ait un impact sur la sensation de désagrément.

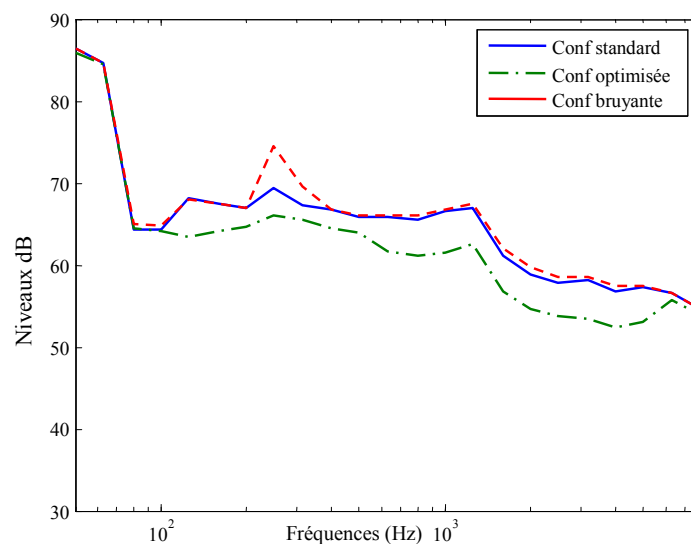
Le paragraphe précédent donne un exemple des études qui peuvent être réalisées à l'aide de VAMPPASS. La comparaison des passages à l'aide des indicateurs calculés par VAMPPASS donne de premières estimations sur l'impact des différentes modifications apportées aux sources. Les tests perceptifs confirment ces conclusions en apportant des informations supplémentaires puisqu'ils corréler ces indicateurs avec la notion de désagrément.

CONFIGURATIONS		$L_{pAeq,Tp}$ dB(A)
30km/h Diesel		
	cas standard	68,7
	cas bruyant (compartiment moteur diesel classique)	69,8
	Echappement optimisé	68,6
	Cooling optimisé	67,5
	bruit de roulement optimisé	
	absorbeurs sur voie	68,4
	absorbeurs sur voie et sur roues	68
	optimisation globale	67
80km/h Diesel		
	cas standard	76,2
	cas bruyant (compartiment moteur diesel classique)	77,1
	Echappement optimisé	76,4
	Cooling optimisé	74,9
	bruit de roulement optimisé	
	absorbeurs sur voie	75,2
	absorbeurs sur voie et sur roues	74,7
	optimisation globale	72,9
30km/h Electrique		
	cas standard	61,9
	bruit de roulement optimisé	
	absorbeurs sur voie	58,2
	absorbeurs sur voie et sur roues	57,3
80km/h Electrique		
	cas standard	72,2
	bruit de roulement optimisé	
	absorbeurs sur voie	68,9
	absorbeurs sur voie et sur roues	67,4

FIG. 5.13 – Niveaux globaux pour chaque configuration

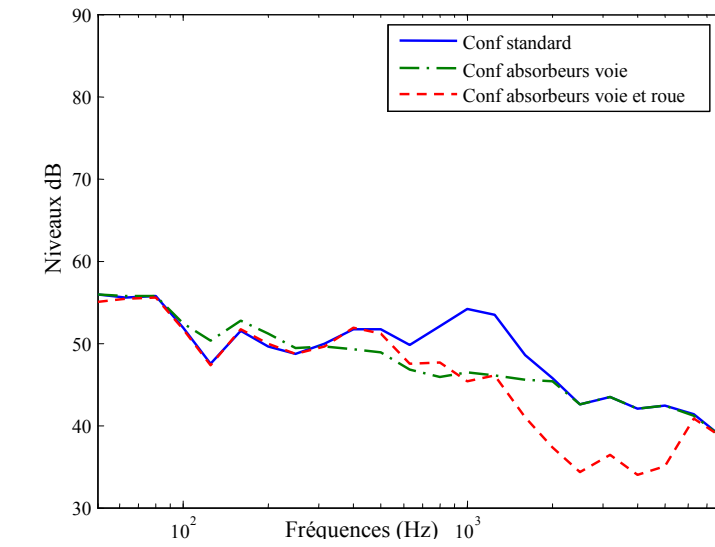


(a) 30km/h, mode diesel

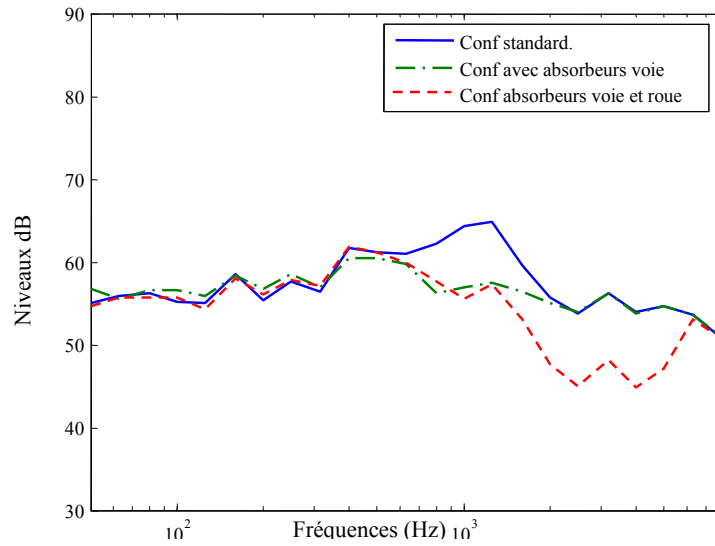


(b) 80km/h, mode diesel

FIG. 5.14 – Spectres du $L_{peq, Tp}$ des passages en mode diesel, configuration standard, bruyante et optimisée



(a) 30km/h, mode électrique



(b) 80km/h, mode électrique

FIG. 5.15 – Spectres du $L_{peq,Tp}$ des passages en mode électrique, configuration standard, avec absorbeurs sur voie et avec absorbeurs sur voie et sur roue

Conclusion et perspectives

Le projet européen SILENCE a pour objectif de réduire l'impact sonore des trafics routier et ferroviaire en agissant directement sur les sources de bruit (roulement, motorisation, système de refroidissement...). Dans ce cadre, un outil de modélisation du bruit de passage nommé VAMPPASS a été développé. Il permet de créer le signal temporel du bruit généré par le passage d'un véhicule routier ou ferroviaire. Ce signal permet alors de calculer des indicateurs acoustiques classiquement utilisés et d'écouter l'échantillon sonore correspondant au passage. La méthode de synthèse sonore implémentée se base sur le principe du vocodeur de phase c'est-à-dire l'inversion d'un plan temps-fréquence regroupant les évolutions des niveaux et contenus fréquentiels au cours du passage. Le plan temps-fréquence du vocodeur ne contenant pas l'information de phase, la synthèse additive est alors utilisée pour les émergences fréquentielles.

Les sources de bruit sont représentées par des sources ponctuelles équivalentes définies par leur niveau, leur contenu spectral, leur directivité. Plusieurs méthodes de caractérisation des sources, mono ou multicauteurs, sont proposées pour traiter les sources large-bande et tonales. Pour ces dernières, un critère permet de sélectionner les composantes fréquentielles perceptivement importantes. La séparation des sources large bande proches reste néanmoins délicate.

Le bruit de roulement fait l'objet d'une étude spécifique : c'est la source dominante pour la majorité des vitesses. Le logiciel TWINS classiquement utilisé pour la prédiction du bruit de roulement n'est pas adapté aux faibles vitesses et ne permet pas d'obtenir une définition complète de la source équivalente du bruit de roulement (le spectre est fourni en tiers d'octave). Le bruit de roulement est alors déterminé à l'aide de mesures d'antenne au passage exploitées par formation de voies. Cette méthode de mesure présente

cependant des défauts en particulier pour la détermination de la contribution du rail.

Les campagnes de validation menées ont montré que la méthode de synthèse couplée à la définition des sources proposée est valide pour le calcul des indicateurs acoustiques classiques. La validation perceptive a montré une bonne concordance entre des espaces perceptifs simulés et enregistrés : le même critère perceptif domine pour la discrimination des différents échantillons. Enfin, la méthode de synthèse est rapide et fournit en quelques minutes un échantillon sonore du passage dans un format audionumérique 3D.

Dans cette étude, nous avons caractérisé les sources équivalentes par des méthodes de mesure qui peuvent sembler simples mais qui correspondent à une mise en oeuvre relativement lourde dès qu'il s'agit de les mener pour un train. Ces informations seront donc conservées dans une base de données, alimentée par de nouvelles campagnes de mesure sur d'autres véhicules. Par ailleurs, les méthodes de caractérisation utilisées peuvent être optimisées : des mesures multicateurs dédiées à un traitement par des méthodes haute résolution sont envisagées. La mesure du bruit de roulement doit aussi être améliorée en utilisant des modèles de source adaptés lors du traitement d'antenne. Il faut mettre en balance le coût (i.e. le temps et les difficultés de mise en oeuvre) de ces techniques optimisées et le degré de précision requis dans la définition des sources équivalentes. Une étude psychoacoustique devra être menée pour estimer l'impact de ce degré de précision sur le rendu sonore des échantillons créés par VAMPPASS.

Le bruit au passage simulé à l'aide de VAMPPASS correspond au cas d'un récepteur se situant dans le champ proche des sources (en moyenne 7,5m et au plus 25m). Durant sa thèse, Cotté [Cotté et al., 2007] a mis au point un outil permettant de modéliser la propagation d'un bruit de passage de train en champ lointain (plus de 100m), dans lequel un modèle d'impédance de sol dans le domaine temporel a été développé. Il est envisagé d'associer VAMPPASS et cet outil afin de simuler les passages pour toute distance train/récepteur et toutes conditions de propagation.

L'utilisation de VAMPPASS dans cette étude s'est concentrée au cas des véhicules ferroviaires. Dans le cadre du projet SILENCE, des travaux ont

été menés pour synthétiser un passage de voiture [Mattéi et Vicari, 2008]. La voiture est représentée par un seul monopôle équivalent, qui regroupe les contributions du roulement, de l'échappement, du moteur et de la prise d'air. Les données fournies permettent de simuler une phase d'accélération, de 15km/h à 42km/h, définie par six états du monopôle équivalent, afin de représenter l'évolution du bruit de roulement et du bruit de motorisation. Deux composantes tonales sont prises en compte, correspondant aux harmoniques 2 et 4 du moteur. Les échantillons sonores enregistré ou simulé sont disponibles en annexe G. On constate que le rendu sonore n'est pas satisfaisant : des phénomènes comme la rugosité du bruit du moteur à faible régime n'est pas rendue ; le véhicule au passage est difficilement identifiable à une voiture. Il faut améliorer la définition des sources équivalentes : séparer les contributions roulement et motorisation, leur affecter à chacune une directivité et isoler davantage de composantes tonales.

L'utilisation de VAMPPASS ne se limite pas aux véhicules terrestres : des modèles d'avion ou de bateau sont envisagés.

Bibliographie

- ATTENBOROUGH K. (1982). *Acoustical characteristics of porous materials*. Physics Reports, vol. 82(3), pp 179–227.
- BARSIKOW B. (1988). *On removing the Doppler frequency shift from array measurements or railway noise*. Journal of Sound and Vibration, vol. 120(1), pp 190–196.
- BENDAT J.S. ET PIERSON A.G. (2000). *Random Data : Analysis and Measurement Procedures - Third Edition*. Wiley Interscience.
- BONGINI E. ET MOLLA S. (2007). *SILENCE BD7 : Estimation of the combinations of solution for upgraded prototypes for the sub-project E*.
- BORG J. ET GROENEN P. (1997). *Modern Multidimensional Scaling : Theory and Applications*. Springer.
- BOURI M. ET BOURENNANE S. (2003). *Méthodes de traitement d'antenne revisitées*. Actes du 19eme colloque GRETSI Septembre 2003, Paris.
- COSTE O. (2000). *Rapport interne SNCF - Développement d'un outil de simulation : spécifications fonctionnelles logicielles - SD/OC/06/00/02/STBL*. Signal Développement.
- COSTE O. ET LAMBOURG C. (2002). *Rapport interne SNCF - Description des sons de passages de TGV réalisés pour l'exposition à la Cité des Sciences 2002 - ref : SD/CL/0102/01/RA*. Signal Développement.
- COTTÉ B., BLANC-BENON PH., ET POISSON F. (2007). *High speed train noise propagation at mid-ranges*. In : Proceedings of the 19th International Congress of Acoustics - Madrid.
- DEGÖTZEN A., BERNARDINI N., ET ARFIB D. (2000). *Traditional implementations of a phase vocoder : the trick of the trade*. In : Proceedings of the COST G6 Conference on Digital Audio Effects - Verona Italy.
- DELANY M. ET BAZLEY E. (1970). *Acoustical properties of fibrous absorbent materials*. Applied Acoustics, vol. 3(2), pp 105–116.

- ELIAS G. ET MALARMEY C. (1983). *Utilisation d'antennes focalisées pour la localisation des sources acoustiques*. In : Proceedings of the 11th International Congress on Acoustics.
- FILIPPI P., BERGASSOLI A., HABAUT D., ET LEFEBVRE J. (1998). *Acoustics : Basic Physics Theory and Method*. Academic Press.
- FILIPPI P.J.T., HABAUT D., ET PIRAUX J. (1988). *Noise sources modeling and intesimetry using antenna measurement and identification procedures*. Journal of Sound and Vibration, vol. 124(2), pp 285–296.
- GAUTIER P.E., GUERRAND S., ET TALOTTE C. (1999). *Projet de coopération Franco-Allemand Deufrako K2 - Rapport final*.
- GERARD A., BERRY A., ET MASSON P. (2005). *Control of tonal noise from subsonic axial fans. Part 1 : reconstruction of aeroacoustic sources from far-field sound pressure*. Journal of Sound and Vibration, vol. 288(4-5), pp 1049–1075.
- GRASSIE S.L., GREGORY R.W., HARRISON D., ET JOHNSON K.L. (1982). *The dynamic of railway track to high frequency vertical excitation*. Mechanical Engineering Science, vol. 24, pp 65–76.
- GRIEFAHN B., GJESTLAND T., ET PREIS A. (2007). *SILENCE AD7 : Transfer of evaluation of noise attenaution measures developed within the IP*.
- GRIFFIN D. ET LIM J. (1984). *Signal estimation from modified short-time Fourier transform*. IEEE Transactions on Acoustics, Speech and Signal Processing, vol. ASSP-28(2), pp 236–242.
- HEMMON P. (1998). *On the use of a modern software for the computation of noise of a large aeroacoustic wind tunnel propeller*. In : Third Seminar on RRDPAE, Recent Research and Design Process in Aeronautical Engineering and its Influence on Education.
- HEMSWORTH B., GAUTIER PE., ET JONES R. (2000). *SILENT FREIGHT and SILENT TRACK projects*. In : Proceedings INTERNOISE 2000, Nice, France.
- HERVIOU C. (2007). *Validation psychoacoustique d'un logiciel de simulation de passage de véhicule - Rapport de stage de DEA, Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique - Marseille et DIR SNCF*.
- HOCTER S.T. (1999). *Exact and approximate directivity patterns of the sound radiated from a cylindrical duct*. Journal of Sound and Vibration, vol. 227(2), pp 397–407.

- HOCTER S.T. (2000). *Sound radiated from a cylindrical duct with Keller's geometrical Theory*. Journal of Sound and Vibration, vol. 231(5), pp 1243–1256.
- HOMICZ G.F. ET LORDI J.A. (1975). *A note on the radiative directivity patterns of ducts acoustic modes*. Journal of Sound and Vibration, vol. 41(3), pp 283–290.
- INGARD U. (1951). *On the reflection of a spherical wave from a finite plane*. Journal of the Acoustical Society of America, vol. 23, pp 329–335.
- JAILLET F. ET TORRÉSANI B. (2004). *Adaptative time-frequency representation for sound analysis and processing*. In : Proceedings CFA/DAGA 04 Strasbourg.
- JONES C.J.C ET THOMPSON D.J. (2003). *Extended validation of a theoritical model for railway rolling noise using novel wheel and track designs*. Journal of Sound and Vibration 7th IWRN, vol. 267 (3), pp 447–468.
- JONES C.J.C., THOMPSON D.J., ET DIEHL R.J. (2006). *The performance of railway track in rolling noise generation*. Journal of Sound and Vibration, vol. 293, pp 485–495.
- KALKER J.J. (1979). *Survey of wheel-rail rolling contact theory*. Vehicle System Dynamic, vol. 5, pp 317–358.
- KITAGAWA T. (2007). *An investigation into inconsistencies between theoritical predictions and microphone array measurements of railway rolling noise*. Thèse de Doctorat, ISVR University of Southampton.
- KITAGAWA T. ET THOMPSON D.J. (2006). *Comparison of wheel/rail noise radiation on Japanese railways using the TWINS model and microphone array measurements*. Journal of Sound and Vibration, vol. 293(3-5), pp 496–509.
- KROPP W. ET SVENSSON P.U. (1995). *Application of the time domain formulation of the method of equivalent sources to radiation scattering problems*. Acoustica, vol. 81, pp 528–543.
- KRUSKAL J. ET WISH M. (1978). *Multidimensional scaling*. Sage Publication.
- LECLÈRE Q. (2006). *Acoustic imaging of complex sources with limited measurement capabilities*. In : Proceedings Euronoise2006, Tampere, Finlande.
- LEVINE H. ET SCHWINGER J. (1948). *Radiation sound from a cylindrical pipe*. Physical Review, vol. 73, pp 348–400.

- LIGHTHILL M.J. (1952). *On sound generated aerodynamically. General Theory*. In : Proceedings Royal Society A 211, pp 564–587.
- MALHAM D.G. (1990). *Ambisonics - A technique for low cost, high precision three dimensional sound diffusion*. In : Proceedings of the International Computer Music Conference, pp 118–120.
- MATTÉI P.O. ET VICARI C. (2008). *SILENCE BD9 : Validation of the tool*.
- MOORE B., GLASBERG B., ET BAER T. (1997). *A Model for the Prediction of Thresholds, Loudness, and Partial Loudness*. Journal of the Audio Engineering Society, vol. 45(4), pp 224–240.
- NELDER J.A ET MEAD R. (1965). *Downhill Simplex Method*. Computer Journal, vol. 7, pp 308–313.
- OCHMANN M. (1995). *The source simulation Technique for Acoustic Radiation Problems*. Acoustica, vol. 81, pp 512–526.
- POISSON F. (1996). *Localisation et caractérisation de sources acoustiques en mouvement rapide*. Thèse de Doctorat, Université du Maine.
- POISSON F. ET VALIÈRE J.C. (1996). *Directivity pattern measurement of moving acoustic sources*. In : Proceedings of the 8th IEEE Signal Processing Workshop, Corfu, Greece.
- REMINGTON P.J. (1976). *Wheel/rail noise - part 1 : Characterisation of the wheel/rail dynamic system*. Journal of Sound and Vibration, vol. 46(3), pp 359–380.
- REMINGTON P.J. (1987). *Wheel/rail noise - part 2 : Validation of the theory*. Journal of Acoustical Society of America, vol. 81(6), pp 1824–1832.
- ROADS C. (1998). *L'audionumérique*. Dunaud.
- ROGER M. (2006). *Préambule, fondements théoriques et état de l'art*. In : Proceedings Congrès Bruit aérodynamique des ventilateurs, Lyon.
- ROGER M. ET JACOB M. (1992). *Prévision du bruit d'une machine axiale carénée, Congrès Bruit des ventilateurs*. In : Proceedings of FAN NOISE, Bruit des ventilateurs, International INCE Symposium, CETIM, Senlis, pp 157–165.
- ROZENBERG Y. (2006). *Modélisation et validation expérimentale du bruit propre d'un ventilateur axial basse vitesse*. In : Proceedings Congrès Bruit aérodynamique des ventilateurs, Lyon.
- SCHRAM C. (2006). *Effet diffractant d'une installation expérimentale dédiée à la validation de modèles de calcul de bruit d'un profil*. In : Proceedings Congrès Bruit aérodynamique des ventilateurs, Lyon.

- SIMONEAU T. (2003). *Directivité de rayonnement d'un conduit cylindrique semi-infini ouvert à son extrémité - application aux cheminées industrielles - Mémoire de DEA, Laboratoire de Mécanique et d'Acoustique, Marseille.*
- TALOTTE C., GAUTIER P.E., THOMPSON D.J., ET HANSON C. (2003). *Identification, modelling and reduction potential of railway noise sources : a critical survey.* Journal of Sound and Vibration, vol. 267(3), pp 447–468.
- THOMPSON D.J. (1990). *Wheel/rail noise - theoretical modelling of the generation of vibrations.* Thèse de Doctorat, University of Southampton.
- THOMPSON D.J., HEMSWORTH B., ET VINCENT N. (1996a). *Experimental Validation of the TWINS prediction program for rolling noise, part 1 : description of the model and method.* Journal of Sound and Vibration 5th IWRN, vol. 193 (1), pp 123–135.
- THOMPSON D.J. ET JONES C.J.C. (2000). *A review of the modelling of wheel/rail noise generation.* Journal of Sound and Vibration, vol. 231, pp 519–536.
- THOMPSON D. J. (1993). *Wheel/rail noise generation, part 4 : contact zone and results.* Journal of Sound and Vibration, vol. 161(3), pp 421–446.
- THOMPSON D. J. (2001). *The effects of non-linearities at the wheel/rail interface on the generation of rolling noise.* In : Proceedings INTERNOISE 2001, La Haye, Pays-bas.
- THOMPSON D. J. (2003). *The influence of the contact zone on the excitation of wheel/rail noise.* Journal of Sound and Vibration 7th IWRN, vol. 267 (3), pp 523–535.
- THOMPSON D. J., FODIMAN P., ET MAHÉ H. (1996b). *Exp. Validation of the TWINS prediction program, part 2 : results.* Journal of Sound and Vibration 5th IWRN, vol. 193(1), pp 137–147.
- TRAKHENBROIT M.A. (1992). *Special features of axial fan sound emission from cylindric air duct.* In : Proceedings of FAN NOISE, Bruit des ventilateurs, International INCE Symposium, CETIM, Senlis, pp 149–156.
- TYLER J.M. ET SOFFRIN T.G. (1962). *Axial flow compressor noise studies.* Society of Automotive Engineers Transactions, vol. 70, pp 309.
- ZHANG X. ET JONASSON H. (2006). *Directivity of railway noise sources.* Journal of Sound and Vibration, vol. 293, pp 995–1006.

Annexe A

Description des sources de bruit sur un AGC Bombardier

Le matériel ferroviaire pour lequel l'ensemble des procédures décrites dans ce document ont été appliquées est un AGC bi-mode Bombardier. Il est composé d'une vingtaine de sources acoustiques sur sa motrice que nous listons ici.

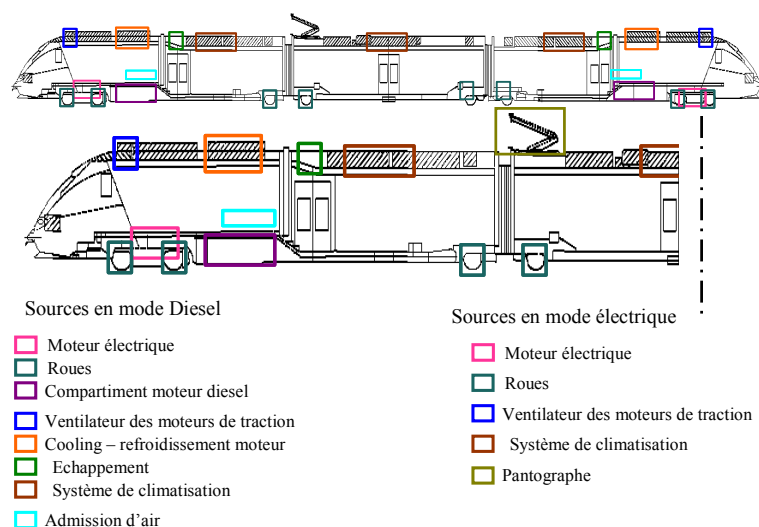


FIG. A.1 – Plan de l'AGC - sources de bruit

Lorsque le train est en mode de traction Diesel, les sources de bruit sont :

- le groupe électrogène, qui va alimenter le moteur de traction électrique. Dans ce document, ce groupe est appelé CGE pour Compartiment du Groupe Electrogène. Lors de l'étude sur modèle réduit, il est appelé CMD pour Compartiment du Moteur Diesel. Le compartiment du groupe électrogène a son propre système de refroidissement ;

- l'échappement du moteur Diesel ;
- l'admission d'air du moteur Diesel ;
- le système de refroidissement du moteur Diesel est aussi appelé cooling. Pour l'étude sur modèle réduit il est appelé RMD pour refroidissement du Moteur Diesel ;
- le moteur électrique de traction ;
- le groupe de refroidissement du moteur de traction électrique aussi appelé MVMT (pour moto-ventilateur du moteur de traction) ;
- le convertisseur électrique, appelé CVS ;
- le groupe de refroidissement du système de climatisation aussi appelé HVAC pour High Ventilation of Air Conditioning ;
- les roues.

Lorsque le train est en mode de traction électrique, les sources en présence sont :

- le moteur électrique de traction ;
- le groupe de refroidissement du moteur de traction électrique aussi appelé MVMT (pour moto-ventilateur du moteur de traction) ;
- le pantographe ;
- le convertisseur électrique, appelé CVS ;
- le groupe de refroidissement du système de climatisation aussi appelé HVAC pour High Ventilation of Air Conditioning ;
- les roues.

Annexe B

Formalisme des harmoniques sphériques

Si l'on se place dans un repère de coordonnées cylindriques (r, θ, ϕ) , l'équation de propagation des ondes s'écrit :

$$\left[\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} \left(r^2 \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2 \sin \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sin \theta \frac{\partial}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{r^2 \sin^2 \theta} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} + k^2 \right] p = 0 \quad (\text{B.1})$$

L'équation B.1 admet des solutions à variables séparées [Filippi et al., 1998] de la forme :

$$p = R(r)\Theta(\theta)\Phi(\phi) \quad (\text{B.2})$$

Les fonctions monovariabiles sont obtenues en injectant cette formulation de pression dans l'équation B.1 ce qui permet de séparer le problème en plusieurs équations d'où se dégagent les fonctions :

- de Bessel et de Neumann sphériques d'ordre m $j_m(kr)$ et $n_m(kr)$ ou encore les fonctions de Hankel sphériques convergentes $h_m^+ = h_m = j_m + in_m$ et divergentes $h_m^- = h_m^* = j_m - in_m$
- polaires (ou longitudinales) $P_{mn}(\cos \theta)$, $0 \leq n \leq m$, utilisant les polynomes de Legendre $P_m = P_{m0}$ et associés P_{mn}
- azimutales de la forme $\cos(n\phi)$ et $\sin(n\phi)$

En associant les fonctions polaires et azimutales, on définit les harmoniques sphériques $HS_{mn}^\sigma(\theta, \phi)$ de degré $m \geq 0$ et d'ordre $0 \leq n \leq m$:

$$\begin{aligned} Y_{mn}^1(\theta, \phi) &= P_{mn}(\cos \theta) \cos(n\phi) \\ Y_{mn}^{-1}(\theta, \phi) &= P_{mn}(\cos \theta) \sin(n\phi) \end{aligned} \quad (\text{B.3})$$

Il existe donc $2m + 1$ fonctions par degré m qui forment une base orthogonale.

Les fonctions $Y_{mn}^\sigma(\theta, \phi)j_m(kr)$ et $Y_{mn}^\sigma(\theta, \phi)n_m(kr)$ constituent une base de décomposition pour toute solution de l'équation de propagation B.1. La pression en tout point de l'espace peut donc s'écrire par le biais d'une décomposition en fonctions de Fourier-Bessel sphériques :

$$p(r, \theta, \phi) = \sum_{m,n,\sigma} Y_{mn}^\sigma(\theta, \phi) i^m (A_{mn}^\sigma j_m(kr) + iB_{mn}^\sigma n_m(kr)) \quad (\text{B.4})$$

B.1 Rappels sur les fonctions de Bessel, Neumann, Hankel et Legendre

B.1.1 Fonctions de Bessel, Neumann et Hankel

Soit l'équation différentielle du second ordre de la forme :

$$\frac{d^2 F}{dx^2} + \frac{1}{x} \frac{dF}{dx} + \left(1 - \frac{v^2}{x^2} F\right) = 0 \quad (\text{B.5})$$

où v est une constante quelconque. Cette équation est l'expression générique de ce qu'on obtient pour l'équation des ondes selon la coordonnée radiale. Elle ne connaît pas de solution analytique simple. La solution s'écrit :

$$F(x) = AJ_v(x) + BN_v(x) \quad (\text{B.6})$$

en supposant connues deux solutions indépendantes $J_v(x)$ et $N_v(x)$ qui sont appelées fonctions de Bessel d'ordre v , respectivement de première et de seconde espèces. Les solutions $N_v(x)$ sont aussi appelées fonctions de Neumann. Les fonctions de Bessel et de Neumann dites sphériques sont les fonctions de Bessel et de Neumann pour des valeurs de $v = q + 1/2$ où $q \in \mathbb{Z}$. Elles sont

définies par :

$$\begin{aligned}
 j_n(x) &= \sqrt{\frac{\pi}{2x}} J_{n+1/2}(x) = (1-)^n x^n \left(\frac{d}{x dx} \right)^n \frac{\sin x}{x} \\
 j_0(x) &= \frac{\sin x}{x} \\
 j_1(x) &= \frac{\sin x}{x^2} - \frac{\cos x}{x} \\
 j_2(x) &= \left(\frac{3}{x^2} - \frac{1}{x} \right) \sin x - \frac{3}{x^2} \cos x \\
 n_n(x) &= (-1)^{n+1} \sqrt{\frac{\pi}{2x}} J_{-n-1/2}(x) = (-1)^{n+1} x^n \left(\frac{d}{x dx} \right)^n \frac{\cos x}{x} \\
 n_0(x) &= -\frac{\cos x}{x} \\
 n_1(x) &= -\frac{\cos x}{x^2} - \frac{\sin x}{x} \\
 n_2(x) &= -\left(\frac{3}{x^2} - \frac{1}{x} \right) \cos x - \frac{3}{x^2} \sin x
 \end{aligned} \tag{B.7}$$

Les fonctions de Hankel sphériques h_m ont pour expression générique :

$$h_m(\zeta) = j_m(\zeta) + i n_m(\zeta) \tag{B.8}$$

Un certain nombre de relations de récurrence existe, elles sont présentées ici pour j_m mais sont transposables aux fonctions n_m et h_m :

$$\frac{2m+1}{\zeta} j_m(\zeta) = j_{m-1}(\zeta) + j_{m+1}(\zeta) \quad m \geq 1 \tag{B.9}$$

$$(2m+1)j'_m(\zeta) = m j_{m-1}(\zeta) - (m+1)j_{m+1}(\zeta) \quad m \geq 1 \tag{B.10}$$

B.1.2 Fonctions de Legendre

L'équation différentielle linéaire du second ordre à coefficients variables :

$$(1-x^2) \frac{d^2 y}{dx^2} - 2x \frac{dy}{dx} + n(n+1)y = 0 \tag{B.11}$$

est connue sous le nom d'équation de Legendre. Ses solutions sont appelées fonctions de Legendre. Les fonctions de Legendre vérifiant cette équation sont définies par l'expression :

$$P_n^m(x) = (-1)^m (1-x^2)^{m/2} \frac{d^m}{dx^m} P_n(x) \tag{B.12}$$

où $P_n(x)$ est le polynôme de Legendre vérifiant :

$$P_n(x) = \frac{1}{2^n n!} \left[\frac{d^n}{dx^n} (x^2 - 1)^n \right] \quad (\text{B.13})$$

Il est possible d'écrire comme relations de récurrence sur les deux différents indices :

$$\begin{aligned} P_{m+1}(z) &= P_{m+1,0}(z) = \frac{1}{m+1} ((2m+1)zP_m(z) - mP_{m-1}(z)) \\ P_{m+1}^{n+1}(z) &= P_{m-1}^{n+1}(z) + (2m+1)\sqrt{1-z^2}P_m^n(z) \end{aligned} \quad (\text{B.14})$$

Pour les premiers ordres, cela donne explicitement :

pour l'ordre 0

$$P_0^0(z) = 1 \quad (\text{B.15})$$

pour l'ordre 1

$$\begin{aligned} P_1^0(z) &= z \\ P_1^1(z) &= \sqrt{1-z^2} \end{aligned} \quad (\text{B.16})$$

pour l'ordre 2

$$\begin{aligned} P_2^0(z) &= \frac{1}{2}(3z^2 - 1) \\ P_2^1(z) &= 3z\sqrt{1-z^2} \\ P_2^2(z) &= 3z(1-z^2) \end{aligned} \quad (\text{B.17})$$

pour l'ordre 3

$$\begin{aligned} P_3^0(z) &= \frac{1}{2}z(5z^2 - 3) \\ P_3^1(z) &= \frac{1}{2}(5z^2 - 1)\sqrt{1-z^2} \\ P_3^2(z) &= 15z(1-z^2) \\ P_3^3(z) &= 15(1-z^2)^{3/2} \end{aligned} \quad (\text{B.18})$$

Annexe C

Méthodes de minimisation

Soit une fonction f dépendante de plusieurs paramètres, de façon non linéaire. Le problème de minimisation consiste à trouver le jeu de paramètres minimisant la fonction f . Cette fonction peut par exemple être la norme euclidienne élevée au carré de la différence entre valeurs mesurées et valeurs simulées élevée au carré.

C.1 Méthode du simplex de Nelder Mead

Le simplex est un algorithme de minimisation proposé par Nelder et Mead [Nelder et Mead, 1965] ne requierant que des évaluations de la fonction à minimiser sans besoin de connaître son vecteur gradient. Cet algorithme n'est en général pas très efficace en terme de nombre d'évaluation de la fonction qu'il demande. Il est cependant rapide à implémenter et peut être un choix judicieux si l'espace des paramètres est "petit".

Le simplex est une figure géométrique, dans un espace à N dimensions, composé des en $N + 1$ sommets, des segments reliant les sommets et des faces du polygones ainsi composé.

La méthode du simplex consiste à couvrir l'espace des paramètres à l'aide des étapes présentées dans le schéma C.1, illustrant la méthode pour un tétraèdre qui peut être transformé :

- par réflexion à l'opposé du sommet (high)(sous-figure (a))
- par réflexion et expansion à l'opposé du sommet (b)
- par contraction à partir du sommet suivant l'une des dimensions
- par contraction multiple le long de toutes les dimensions vers le point bas (low)

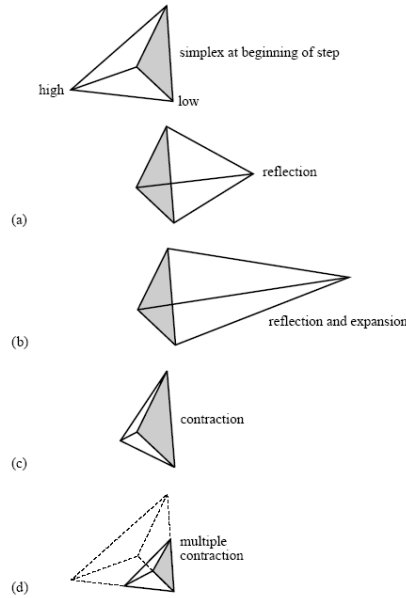


FIG. C.1 – Description géométrique de la méthode du simplex, issue de *Numerical Recipes*

Une suite séquentielle de ces étapes doit converger vers un minimum de la fonction.

La qualité du processus d'optimisation mené à l'aide du simplex est très sensible au vecteur paramètres de départ. Il faut s'assurer que ce vecteur de départ n'est pas trop loin du vecteur optimal (donc avoir déjà une idée du domaine dans lequel se trouve le vecteur optimal).

C.2 Méthode de descente du gradient

La méthode du gradient permet de trouver le minimum d'une fonction coût à l'aide du vecteur gradient de celle-ci, en chaque point, c'est-à-dire du vecteur composé de la dérivée de la fonction coût par rapport à chaque paramètre.

$$\underline{grad}(f) \cdot \underline{j} = \left(\frac{\partial f}{\partial x_j} \right) \quad (C.1)$$

où x_j sont les différents paramètres.

Pour un point de l'espace des paramètres donné, le processus empruntera le chemin présentant la pente la plus forte c'est-à-dire le gradient négatif le plus important.

Ce processus se révèle efficace dès lors que le vecteur gradient de la fonction peut-être calculé analytiquement. Il faut noter que la procédure ne “remonte” par les pentes : il peut donc facilement indiquer un minimum local de la fonction coût, comme exposé dans la figure C.2. La qualité de l’optimisation est donc très sensible au vecteur paramètres de départ.

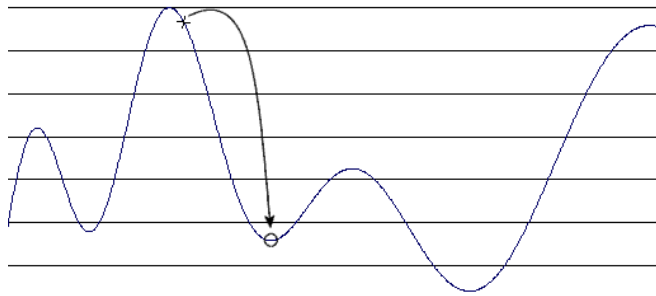


FIG. C.2 – Problème des minima locaux dans la méthode descente du gradient

Annexe D

Indicateurs acoustiques

Différents indicateurs permettent d'évaluer et de comparer des niveaux acoustiques. Dans le milieu ferroviaire, la norme ISO3095 fait référence aux indicateurs suivants pour quantifier le bruit d'un matériel roulant :

- le niveau équivalent temps de passage ou $L_{peq,Tp}$ qui peut être pondéré A $L_{pAeq,Tp}$
- le niveau d'exposition au bruit SEL (sound exposure level) en dB(A)
- le niveau transitoire d'exposition au bruit TEL (time exposure level) en dB(A)
- le niveau maximum pondéré A $L(A)_{max}$
- le niveau du passage en dB(A)
- le niveau du passage en dB

D'autres indicateurs viennent compléter ces informations comme la signature temporelle du passage ou le niveau instantané en tiers d'octave.

D.1 $L_{peq,Tp}$ ou $L_{pAeq,Tp}$

C'est le niveau de pression sonore en dB ou dB(A) intégré sur le temps de passage T_p , autrement dit entre le moment où l'avant du train passe au droit du récepteur (t_0) et le moment où l'arrière du train passe au droit du récepteur ($t_0 + T_p$), comme illustré sur la figure D.1.

$$L_{peq,Tp} = 10 \cdot \log_{10} \left[\frac{1}{T_p} \int_{t_0}^{t_0+T_p} \frac{p^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (D.1)$$

D.2 SEL et TEL

Le niveau d'exposition au bruit (SEL pour Sound Exposure Level) est défini comme le niveau de pression pondéré A d'un son fictif qui aurait, s'il était maintenu pendant 1 seconde, la même énergie acoustique que l'événement considéré (ici, le passage). Il existe une relation utile donnant le SEL à partir du TEL : $SEL = TEL + 10 \cdot \log_{10}(Tp)$

Le niveau transitoire d'exposition (TEL Transit Exposure Level) correspond au niveau de pression sonore, en dB(A), intégré sur un temps T_0 (temps d'exposition, figure D.1). T_0 est la durée pendant laquelle le niveau de pression instantané (autrement dit la signature) excède la valeur minimum sur le Tp d'au moins 10dB.

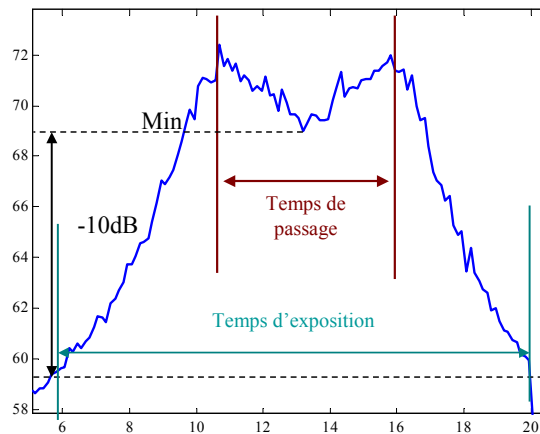


FIG. D.1 – Signatures d'un bruit de passage, temps d'exposition et temps de passage

D.3 $L(A)_{max}$

Le $L(A)_{max}$ est la valeur maximum du niveau de pression instantané (intégré sur la "constante slow" valant 125ms) pondéré A (c'est la valeur maximum de la signature).

D.4 LdB et LdB(A)

LdB (ou LdB(A) pondéré A) est le niveau de pression intégré sur l'ensemble du passage, du temps 0 au temps final. Cette notion de temps 0 et de temps

final dépend de la mesure ou de la simulation : cela représente par exemple tout le signal d'une simulation.

D.5 Signature du passage

La signature du passage est l'évolution du niveau de pression, exprimé en dB, au cours du passage. Ce niveau est calculé pour chaque pas de temps en intégrant la pression instantané sur des intervalles de temps, le plus souvent de 125ms.

On peut aussi extraire à chaque pas de temps, un spectre instantané en 1/3 d'octave, correspondant à l'intégrale sur 125ms du niveau de pression, décomposée (filtrée) en tiers d'octave.

Annexe E

B-Format

Le B-Format est un mode d'encodage particulier permettant de restituer des sons dans n'importe quel type de format : mono-aural, binaural, transaural, stéréophonique... cf [Malham, 1990]

La position d'un son dans un champ 3D est encodée à l'aide de 4 voies issues du signal de pression reçu au niveau du récepteur, affecté de coefficients rendant la réception directive, 1 voie monopolaire et 3 voies dipolaires suivant les 3 axes principaux du repère, ce qui correspond aux 4 premières composantes en harmoniques sphériques (ordre 0 et ordre 1) :

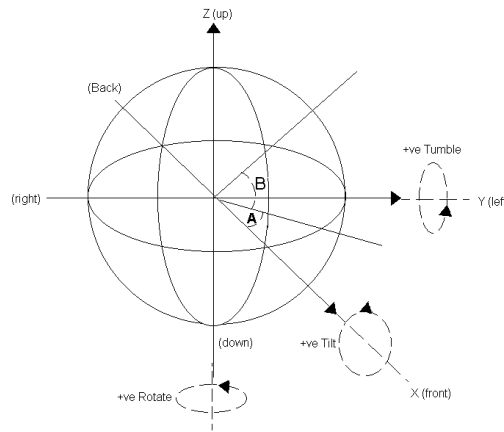


FIG. E.1 – représentation graphique de l'encodage en B-Format

equations d'encodage, coefficients précédant le signal de pression émis :

$$\begin{aligned} X &= \cos A \cdot \cos B \text{ (avant – arriere)} \\ Y &= \sin A \cdot \cos B \text{ (gauche – droite)} \\ Z &= \sin B \text{ (dessus – dessous)} \\ W &= 0.707 \text{ (signal de pression)} \end{aligned} \tag{E.1}$$

A et B sont représentés sur la figure E.1 et sont les angles de positionnement du récepteur par rapport à la source. Ces 4 signaux, post-traités par des programmes spécifiques permettent de restituer le champ sonore dans un format quelconque. Ces signaux peuvent être issus de simulation mais il est aussi possible de procéder à des enregistrements à l'aide d'un système dit Ambisonic et qui permet d'obtenir ces 4 voies.

E.1 microphone ambisonic et B-Format

Le microphone dit Ambisonic est un montage tétraédrique régulier de microphones cardioïdes. Les signaux de ces 4 microphones forment le format-

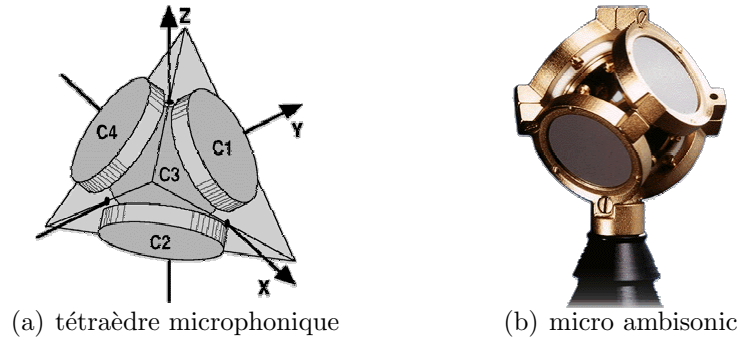


FIG. E.2 – microphone Ambisonic et format de sortie

A, qui permet en additionnant et soustrayant ces signaux entre eux d'obtenir les 4 voies du B-Format :

$$\begin{aligned}
 C1 + C2 + C3 + C4 &= W \\
 C1 + C2 - C3 - C4 &= X \\
 C1 - C2 + C3 - C4 &= Y \\
 C1 - C2 - C3 + C4 &= Z
 \end{aligned}
 \tag{E.2}$$

Annexe F

Outils de la validation perceptive

F.1 Tests de dissemblance

La validation perceptive du logiciel a été basée sur l'analyse de tests de dissemblance par paire. 20 échantillons sonores, pour chaque corpus (simulation ou enregistrement) ont été présentés 2 à 2 aux sujets qui devaient juger de leur degré de ressemblance/dissemblance selon une échelle linéaire non graduée, allant de *très semblables* à *très dissemblables*.

Ces tests permettent de construire des distances entre les différents échantillons, dans chaque corpus. L'ensemble de ces distances pour chaque auditeur est réuni dans une *matrice de dissemblance*, symétrisée pour simplifier les calculs, puis exploitée à l'aide d'une analyse multidimensionnelle (ou MDS).

F.2 Analyse multidimensionnelle

L'analyse multidimensionnelle est un procédé de réduction itératif au cours duquel des objets sont placés dans un espace de plusieurs dimensions ajusté aux mesures de similarité ou de dissemblance entre objets. Dans cet espace, les objets similaires sont placés proches les uns des autres, et les objets non similaires sont éloignés. L'analyse multidimensionnelle (notée MSD) permet de trouver les dimensions porteuses d'information, communes à un ensemble de variables.

Il existe deux grandes catégories de MDS : les MDS métriques et les MDS non métriques. Soient M_i et M_j deux points d'un espace de dimension 1.

$d(M_i, M_j)$ représente la distance entre ces deux points.

Une MDS métrique apparie directement les dissemblances δ_{ij} à la distance $d(M_i, M_j) : \delta_{ij} \approx d(M_i, M_j)$. Une MDS métrique suppose donc que les distances entre les différents points se comportent comme des distances euclidiennes.

Une MDS non métrique impose que l'on respecte l'ordonnancement :

$$\forall(i, j) \text{ et } \forall(i', j') \text{ de } I^2 : \delta_{ij} \leq \delta_{i'j'} \Rightarrow d(M_i, M_j) \leq d(M_{i'}, M_{j'})$$

Une MDS non métrique a été préférée dans notre étude car elle débouchait sur des facteurs de stress (cf F.2.2) inférieurs à ceux obtenus avec une MDS métrique.

F.2.1 Création d'une distance

Plusieurs algorithmes permettent de construire des distances à partir de notes de dissemblances.

Les algorithmes MDSCAL (MultiDimensional SCALing, [Borg et Groenen, 1997]) et ALSCAL (Alternative Least Square approach to SCALing) se basent sur la norme euclidienne :

$$d_{ij} = \sqrt{\sum_{r=1}^R (x_{ir} - x_{jr})^2}$$

x_{ir} est la position de l'objet dans un espace à R dimensions.

Il est possible d'appliquer un poids sur certaines dimensions, qui se sont révélées être sensibles pour certains sujets, comme dans l'algorithme INDSCAL ([?]) :

$$d_{ijk} = \sqrt{\sum_{r=1}^R w_{kr} (x_{ir} - x_{jr})^2}$$

F.2.2 Facteur de stress

Les mesures de dissemblance sont donc traduites en distances euclidiennes. Pour quantifier l'ajustement du modèle aux données expérimentales, un facteur de stress (mis en place par Kruskal dans [Kruskal et Wish, 1978]) est calculé, mesurant la différence entre les distances entre objets dans l'espace et les mesures de dissemblance :

$$stress = \sqrt{\frac{\sum_i \sum_j (\hat{d}_{ij} - d_{ij})^2}{\sum_i \sum_j \hat{d}_{ij}^2}}$$

où d_{ij} est la mesure de dissemblance (ou similarité) entre les éléments i et j et $\hat{d}_{ij}$ la distance entre ces éléments calculée.

C'est ce facteur de stress qui permet de choisir le nombre de dimensions pertinents du modèle. En général, ce nombre correspond à un facteur de stress inférieur à 5% (cela revient à dire que l'on autorise une perte de

5% de l'information entre les mesures de dissemblance et les distances correspondantes). Il est aussi possible de tracer le facteur de stress en fonction du nombre de dimensions : dès que la courbe fait un “coude”, le nombre maximum de dimensions pertinentes est atteint. Dans le cadre de la validation perceptive du logiciel, le coude de la courbe du facteur de stress a indiqué 2 dimensions de l'espace, comme on peut le voir sur la figure F.1.

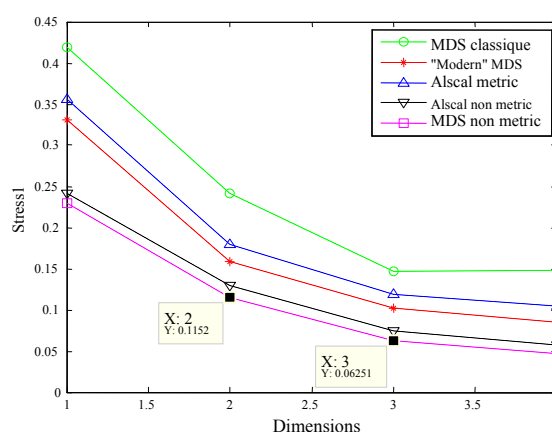


FIG. F.1 – Facteurs de stress pour les différents algorithmes de calcul de MSD, pour le corpus simulations

F.2.3 Construction de l'espace multidimensionnel

Pour la construction de l'espace, le premier point est placé aléatoirement puis, à partir des distances calculées entre les points, tous les autres sont placés sur un ensemble de cercles concentriques centrés sur ce point. Le placement d'un second point sur l'un de ces cercles engendre une série de cercles associés à ce nouveau centre et délimite la position possible pour les éléments suivants. Une fois l'ensemble des points placés dans l'espace, une analyse en composantes principales permet de mettre en avant les dimensions principales d'ordonnement des échantillons.

F.3 Analyse en composante principale

L'analyse en composante principale est une méthode permettant de rechercher les directions de l'espace qui représentent le mieux les corrélations entre n variables aléatoires (ici, les 11 échantillons). Dans le cadre de notre

étude, l'espace a été tourné et dilaté de façon à obtenir que la variance du nuage de points soit maximale selon les axes.

On peut expliquer géométriquement la démarche : soient $X_1, X_2, \dots, X_p$ les dimensions dans l'espace d'origine. On note $C_1, C_2, \dots, C_q$ les composantes principales. C_k est une combinaison linéaire des dimensions d'origine X :

$$C_k = a_{1k}X_1 + a_{2k}X_2 + \dots + a_{pk}X_p \text{ (coefficients } a_{jk} \text{ à déterminer)}$$

telle que les C_k soient :

- 2 à 2 non corrélées
- de variances maximale
- d'importance décroissante

C_1 est donc la 1^{ère} composante principale qui doit être de variance maximale. Elle détermine une nouvelle direction dans le nuage de points qui suit l'axe d'allongement (d'étirement) maximal du nuage, cf figure F.2. Sur la figure F.2,

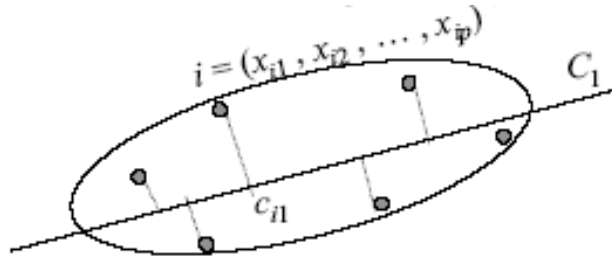


FIG. F.2 – représentation graphique de la première composante principale de variance maximale

c_{i1} est la coordonnées du point i sur l'axe C_1 , donc la projection de x_i sur C_1 ;

$$c_{i1} = \sum_{j=1}^p a_{1j}x_{ij}.$$

C_1 devant être de variance maximale, les projections c_{i1} sont les plus dispersées possibles. Pour fixer la droite (puisque toutes les droites parallèles conviendraient) on impose qu'elle passe par le centre de gravité des points. C_1 est la droite passant par le centre de gravité réalisant le meilleur ajustement possible du nuage, c'est-à-dire conservant au mieux la distance entre les points après projection (droite de projection de distorsion minimale). C_2 , la deuxième composante principale est l'orthogonale à C_1 .

Pour des espaces de nombre de dimensions supérieur à 2, C_1 et C_2 déterminent le plan principal (plan de distorsion minimum) et C_3 sera orthogonal à ce plan.

Annexe G

Echantillons sonores - CD de démonstration

Le CD fournit avec le document réunit différents échantillons sonores permettant d'illustrer les différents chapitres, tous fournis en format binaural (écoute au casque).

Dans le dossier "Tests méthode de synthèse", on trouvera les échantillons sonores des deux spectres des sources fixes du paragraphe 2.2.2.

Le dossier "VAMPPASS sinus et bruit blanc" contient des échantillons sonores d'une source bruit blanc fixe ou au passage à 70km/h, synthétisée par VAMPPASS. De même, l'échantillon correspondant à une source monofréquentielle à 500Hz fixe ou animée d'un mouvement à 70km/h est proposé.

Le dossier "VAMPPASS AGC binaural" contient des échantillons de passage d'AGC simulés sous VAMPPASS, à 30km/h ou 80km/h, dans les deux modes de traction. Les enregistrements en bord de voie correspondants à ces passages sont disponibles dans le dossier "Enregistrements AGC binaural".

Le dossier "VAMPPASS TGV" contient les simulations de passages de TGV Atlantique 8 rames à 200km/h et 320km/h. Les enregistrements de ces mêmes passages sont disponibles dans le dossier "Enregistrements TGV".