Lutter contre le bruit routier

Fabienne Anfosso-Lédée

▶ **To cite this version:**

Fabienne Anfosso-Lédée. Lutter contre le bruit routier. Acoustique [physics.class-ph]. UNIVERSITE DE NANTES, 2008. tel-00968884

HAL Id: tel-00968884
https://theses.hal.science/tel-00968884

Submitted on 1 Apr 2014

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.

MÉMOIRE D'HABILITATION A DIRIGER DES RECHERCHES

Spécialité : ACOUSTIQUE

Présenté à : l'UNIVERSITÉ de NANTES

Par :
Fabienne ANFOSSO-LÉDÉE

LUTTER CONTRE LE BRUIT ROUTIER

Soutenu le 24 novembre 2008, devant le jury :

Président :	M.	D. LE HOUÉDEC	Professeur émérite Ecole Centrale de Nantes
Rapporteurs :	MM	M. GARAI	Professeur Université de Bologne, Italie
		P. GATIGNOL	Professeur émérite Université de Compiègne
	Mme	D. HABAULT	Directeur de Recherches CNRS, Marseille
Examinateurs :	MM.	M. BÉRENGIER	Directeur de Recherches au LCPC, Nantes
		D. DUHAMEL	Professeur ENPC, Marne la Vallée
		L. SIMON	Professeur Université du Maine

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier tout particulièrement Philippe LEPERT, Chef de la Division Entretien Sécurité et Acoustique des Routes du LCPC pour son soutien persistant sans lequel ce travail n'aurait sans doute pas vu le jour. Merci pour sa confiance et sa patience.

Mes remerciements vont également à mes collègues de la Section Acoustique Routière et Urbaine, son chef Michel BÉRENGIER, et particulièrement Yves PICHAUD et Jean-François LE FUR qui m'ont supportée (dans tous les sens du terme) cette dernière année. Le temps que j'ai dû consacrer à la réalisation de ce travail a eu pour conséquence inévitable d'accroitre leur charge de travail.

Mon expérience personnelle et professionnelle me fait prendre toute la mesure de la chance que j'ai (et que j'ai eue) de travailler avec des collègues aussi compétents, compréhensifs et de surcroit sympathiques.

Enfin, le chercheur solitaire n'existe pas, et rien de tout ce qui est présenté ici n'aurait pu se réaliser sans la contribution de nombreux collègues, en particulier ceux de la division ESAR, notamment Minh Tan DO, Paul MARSAC et Patrick MAISONNEUVE de la Section Infrastructure et Sécurité Routière, les collègues acousticiens des Laboratoires Régionaux des Ponts et Chaussées, de l'Institut Navier de l'ENPC et du Laboratoire Transport et Environnement de l'INRETS.

RÉSUMÉ

Le bruit routier constitue depuis plusieurs décennies une nuisance majeure d'environnement en France et dans de nombreux autres pays. Ce document fait le point sur ma contribution de chercheur au cours de mes vingt années de carrière, pour « ***lutter contre le bruit routier*** ». Mon action s'est concentrée sur les deux principaux outils de réduction du bruit routier : les écrans antibruit, puis les revêtements de chaussée peu bruyants. Ces derniers nécessitaient de s'intéresser de près aux mécanismes de génération du bruit de contact pneumatique-chaussée, ainsi qu'aux techniques de mesure de ce bruit. Pour chacun de ces domaines, la particularité de mon travail a été de toujours mener en parallèle le développement de connaissances amont et la mise au point d'outils plus expérimentaux répondant à des besoins de terrain. La première partie s'attache à décrire les travaux de modélisation du champ sonore autour d'un écran complexe en présence d'un revêtement poreux. Elle montre ensuite l'utilisation de ce modèle pour la mise au point d'une méthode de caractérisation expérimentale des propriétés acoustiques d'écrans antibruit. Une seconde partie traite de la modélisation du bruit de contact entre un pneumatique et une chaussée rugueuse, selon une approche physique détaillant certains mécanismes (contact, effet dièdre), puis une approche « hybride » s'appuyant sur des mesures de bruit et de propriétés de chaussée. Cette dernière vise à fournir des outils plus opérationnels de prévision du bruit de roulement pour l'optimisation des revêtements de chaussée. Une troisième partie présente les récentes recherches appliquées et développements pour mesurer ce bruit de roulement. De telles méthodes de mesures sont utiles pour établir les modèles expérimentaux précités, mais répondent aussi à un besoin opérationnel de court terme. Enfin le dernier chapitre résume l'aboutissement de ces recherches en termes de revêtements peu bruyants.

ABSTRACT

For many years, road traffic noise has been a major environmental nuisance in France and many other countries. This document compiles my personal contribution to the "***road traffic noise reduction***" as a researcher during the last twenty years. This contribution concentrated on the two main noise reducing tools: the anti-noise barriers and the low noise road surfaces. These later implied to get further knowledge in the mechanisms responsible for tyre-road noise generation, and develop improved measurement techniques of this noise. In all these fields, the particularities of my work held in developing in parallel both theoretical knowledge and operational tools basically experimental. The first part of the document describes the modelling works of the sound field around an anti-noise barrier of a complex shape installed close to a porous road surface. Subsequently, the use of this model for the development of an in situ measurement method of the acoustic properties of road noise barriers is presented. The second part of the document deals with the modelling of tyre-road contact noise. The first approach is physical and concentrates on some mechanisms involved (contact force excitation, horn effect). The second "hybrid" approach, largely based on a statistical analysis of measured noise and physical characteristics of the road surface, aims at providing operational tools for the prediction of tyre-road noise and the optimisation of road surfaces. The third part concentrates on the recent developments of tyre-road noise measurement methods. They are necessary for the experimental models mentioned previously, but they are also essential tools for operational actions to reduce traffic noise in the environment. Finally the last part of the document summarizes the actions achieved to transfer the results of these researches in terms of low noise road surfaces and effective traffic noise reduction.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS I
RÉSUMÉ III
ABSTRACT III
SOMMAIRE V

AVANT PROPOS 1

CHAPITRE 1 INTRODUCTION 3

1.1 ACTIVITES ANTERIEURES A 1996 3
1.2 PRESENTATION DU MEMOIRE 5

CHAPITRE 2 LES ECRANS ANTIBRUIT ROUTIERS 7

2.1 INTRODUCTION 7
2.2 COMPLEMENTARITE ECRAN ANTIBRUIT / CHAUSSEE POREUSE 8
2.2.1 Prise en compte d'une interface poreuse dans un modèle BEM 8
2.2.2 Du modèle à la réalité, de la science à la technique 10
2.3 EVALUATION IN SITU DES PROPRIETES DES ECRANS ANTIBRUIT 13
2.3.1 Perte par Insertion 14
2.3.2 Absorption et transmission acoustique in situ 14
2.4 CONCLUSION 17
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 18

CHAPITRE 3 LES MECANISMES DE GENERATION DU BRUIT DE CONTACT ENTRE LE PNEUMATIQUE ET LA CHAUSSEE 21

3.1 INTRODUCTION 21
3.2 GENERATION DU BRUIT DE CONTACT PNEUMATIQUE-CHAUSSEE 23
3.3 APPROCHE PHYSIQUE DES MECANISMES DE GENERATION 25
3.3.1 Modélisation de l'effet dièdre 25
3.3.2 Effet de la rigidité de chaussée sur le bruit du pneumatique 27
3.3.3 Modélisation du contact pneumatique-chaussée 31
3.4 APPROCHE STATISTIQUE ET HYBRIDE DE LA RELATION ENTRE PROPRIETES DE LA CHAUSSEE ET BRUIT RAYONNE PAR LE PNEUMATIQUE 35
3.4.1 Vers un modèle hybride de prévision 36
3.4.2 Mesure de la texture de chaussée 37
3.4.3 Relation texture-bruit et prise en compte de l'absorption acoustique par une chaussée poreuse 39
3.5 CONCLUSION 42
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 43

CHAPITRE 4 LA MESURE DU BRUIT DE CONTACT PNEUMATIQUE-CHAUSSEE 47

4.1 INTRODUCTION 47
4.2 LA MESURE « AU PASSAGE » DE VEHICULES : EFFET DE LA TEMPERATURE 48
4.3 DEVELOPPEMENT D'UNE NOUVELLE METHODE « EN CONTINU » 49
4.3.1 Objectifs initiaux 49
4.3.2 Description du système développé 50
4.3.3 Validations expérimentales du dispositif développé 51
4.3.3 Relation entre les deux mesures : modélisation du filtre de propagation 56
4.4 CONCLUSION 58
RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 59

CHAPITRE 5 CONCLUSION : LES REVETEMENTS DE CHAUSSEE PEU BRUYANTS 61

5.1 PARTAGER LES CONNAISSANCES ET LES PRATIQUES 61
5.2 VERS UNE APPROCHE INTEGREE DES MOYENS DE LUTTE CONTRE LE BRUIT ROUTIER 62
5.3 PERSPECTIVES 63
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 65

PARCOURS PROFESSIONNEL 67

CURRICULUM VITAE 69
LISTE DES PUBLICATIONS 75

GLOSSAIRE 87

PRINCIPALES PUBLICATIONS 89

1. ECRANS ANTIBRUIT 89
2. MODELISATION DU BRUIT DE CONTACT PNEUMATIQUE-CHAUSSEE 91
3. MESURE DU BRUIT DE CONTACT PNEUMATIQUE-CHAUSSEE 93
4. DIVERS ET CHAUSSEES PEU BRUYANTES 95

AVANT PROPOS

C'est à l'occasion d'un stage de 2ème année d'école d'ingénieur effectué à l'University of Washington à Seattle (Etats-Unis) que s'est établi mon premier contact avec ce passionnant domaine qu'est l'acoustique : je voulais découvrir l'Amérique, j'y ai aussi découvert l'Acoustique. Mon travail consistait à réaliser une campagne de mesures acoustiques dans le cadre d'un contrat de recherche qu'avait l'Université avec le Ministère des Transports de l'Etat de Washington : ce dernier était soucieux de la durabilité acoustique de ses revêtements de chaussée, et j'ai dû sillonner les routes de l'Etat de Washington afin de mesurer le bruit de contact pneumatique-chaussée en continu sur une quarantaine de revêtements routiers. Près de vingt ans plus tard, je suis au LCPC en charge de développer une méthode de mesure du bruit de contact pneumatique-chaussée en continu, et de mieux connaître la durabilité acoustique de nos revêtements ! Pour autant, il est inutile de faire resurgir le complexe dépassé selon lequel nous aurions 20 ans de retard en France… avec le recul et l'expérience on s'aperçoit qu'il n'en est rien. Mais cela illustre parfaitement la complexité du problème, qui pourtant paraissait simple initialement. Car malgré l'évolution des revêtements de chaussée, les progrès métrologiques, et la meilleure circulation de la connaissance, force est de constater qu'aujourd'hui, personne n'apporte encore de réponse concrète à ce sujet. Cette anecdote résume bien à mes yeux la mission du chercheur : prévoir ce que sera demain, mais savoir être patient.

Chapitre 1

Introduction

1.1 Activités antérieures à 1996

Ce présent mémoire présente les différentes thématiques de recherche que j'ai abordées au cours des dix dernières années. Auparavant, il parait important de rappeler brièvement mon parcours antérieur qui a forgé le contexte dans lequel se sont déroulées ces recherches. Ce parcours entre 1988 et 1996 est organisé autour de deux fils conducteurs : la formation à la recherche et la découverte de la pratique de terrain.

En 1988, mon travail de D.E.A. réalisé au Laboratoire des Sciences de l'Habitat (LASH) de l'Ecole Nationale des Travaux Publics de l'Etat (ENTPE, Vaulx en Velin) s'intitulait : « ***Contribution au rayonnement acoustique de plaques couplées par l'utilisation de la formulation de Green à deux dimensions*** ». Il s'agissait de modéliser deux plaques couplées mécaniquement et rayonnant sous l'effet de forces excitatrices mécaniques à l'intérieur d'une cavité parallélépipédique dont elles forment deux des côtés. La méthode était une approche modale utilisant la formulation de Green. Mon travail a consisté à introduire une fonction de Green dont la décomposition modale se réduisait à deux dimensions au lieu de trois. L'introduction de cette fonction dans le code de résolution numérique a prouvé une meilleure convergence et un gain de temps de calcul important, notamment en hautes fréquences, permettant d'envisager à terme la modélisation de cas plus complexes : plaques de matériaux et épaisseurs différents, plaques soumises à une excitation acoustique directe, cas de trois plaques couplées ou plus. Ce travail m'a permis de me former à une approche théorique complexe et aux techniques de programmation numérique.

En 1989, j'ai réalisé une étude portant sur la propagation du son dans un conduit parcouru par un flux d'air différentiel de faible vitesse (de l'ordre de 0.06 Mach), dans le cadre d'un Master of Science à l'University of Southampton (Institute of Sound and Vibration Research, Grande-Bretagne). Ce travail intitulé « ***Sound propagation in a duct containing differential air flow*** » consistait en une approche expérimentale et théorique de la propagation du son dans un conduit de section rectangulaire divisé dans son axe médian par une cloison poreuse, dont la fonction était de séparer une zone avec flux et une zone sans flux d'air. Ce montage visait à étudier l'influence d'un écran anti-vent résistif (par exemple pour la protection d'un microphone ou d'une sonde intensimétrique placés dans un flux d'air) sur la propagation des deux premiers modes acoustiques, l'onde plane et le premier mode transversal. L'approche expérimentale a permis de confirmer qualitativement les phénomènes physiques ayant déjà été observés dans la littérature pour des conduits à section circulaire : discontinuité de pression et de la phase sur la cloison, atténuation faible du mode plan, mais non négligeable pour le premier mode transversal. Elle a en outre confirmé que la propagation de l'onde plane en présence de flux d'air était très proche de celle sans flux, avec seulement une très légère atténuation. Il a également été observé à la fois expérimentalement et théoriquement qu'en présence de la cloison au milieu du conduit, le premier mode transversal se propageait même en dessous de la fréquence de coupure, et qu'il était atténué au dessus de cette fréquence. Si elle a été confirmée, cette observation peut avoir été utilisée en pratique pour la réalisation de silen-

cieux dans les conduits de ventilation : si une cloison résistive placée au milieu d'un conduit limite la propagation du premier mode, on peut penser que l'implantation de deux autres cloisons à ¼ et ¾ de la section atténuerait également le deuxième mode transversal. Cette technique présenterait un avantage considérable sur les silencieux classiques, car elle utilise des cloisons beaucoup plus fines, et minimisent ainsi la section du conduit et la perte de charge statique.

Outre l'acquisition de connaissances complémentaires en acoustique et une meilleure maîtrise de la langue anglaise, cette expérience de quinze mois dans une Université Anglaise m'a incontestablement donné goût à la recherche appliquée : la trilogie « recherche / enseignement / consultance » fortement active à l'ISVR, ainsi que le pragmatisme de l'approche anglo-saxonne m'ont véritablement séduite.

Ensuite, mon parcours professionnel passe par une période de cinq ans (de 1990 à 1994) au Laboratoire Régional des Ponts et Chaussées (LRPC) de Strasbourg, en tant que Chargée d'Etudes au Groupe « Acoustique ». Outre la réalisation et le suivi d'**études opérationnelles en acoustique routière** (dimensionnement de protections antibruit, réceptions d'écrans antibruit) et en **acoustique du bâtiment** (contrôle de règlement de construction, expertises, traitement de plaintes de voisinage, études d'installations classées…), j'ai été en charge d'un important contrat de **recherche / développement** pour une Société fabricante de cloisons en plaques de plâtre qui souhaitait d'une part améliorer l'affaiblissement acoustique de ses systèmes, et d'autre part mieux maîtriser les conditions de mise en œuvre sur chantier garantissant une bonne isolation acoustique. La première partie du travail consistait à développer un modèle de prévision de l'indice d'affaiblissement de ces systèmes (modèle hybride basé sur la formulation analytique de systèmes masse-ressort-masse avec introduction de coefficients correctifs expérimentaux). La seconde consistait à évaluer expérimentalement les transmissions latérales dans plusieurs configurations et pour différentes conditions de montage. Ces recherches restant la propriété de la Société, n'ont pas fait l'objet de publication scientifique.

En parallèle à cette activité de terrain, j'ai souhaité compléter ma formation à la recherche en réalisant une **thèse** d'Université. Le LRPC de Strasbourg ayant statutairement une activité de recherche pilotée par le LCPC, c'est en concertation avec ce dernier et l'Université de Strasbourg que s'est monté ce travail, sous la direction du Professeur Jean Ladevèze (Ecole Européenne de Chimie, Polymères et Matériaux, Université Louis Pasteur, Strasbourg I), et avec l'encadrement des Docteurs Patrice Harlicot (Laboratoire de Génie Civil, Université Robert Schuman, Strasbourg II), Patrick Dangla (Section Modélisation Mécanique, LCPC Paris), et Michel Bérengier (Groupe Acoustique, LCPC Nantes). Ce travail intitulé « ***Application de la méthode des équations intégrales à la modélisation du bruit aux abords des routes : interaction chaussée / écran antibruit*** », visait à modéliser finement le comportement d'écrans antibruit de forme quelconque dans leur environnement proche. Le travail consistait à mettre en œuvre une méthode d'éléments finis de frontière (BEM), après avoir formulé le problème sous forme d'une équation intégrale en pression acoustique sur les contours. La résolution numérique a été introduite dans le code de calcul par élément finis CESAR-LCPC ©. Pour les conditions aux limites courantes de type surface à réaction localisée, les résultats numériques ont pu être comparés favorablement à ceux de modèles analytiques ou asymptotiques. En revanche, les conditions aux limites pour les interfaces poreuses, comme les revêtements de chaussée poreux, sont de type non localisé. Une méthode par couplage de deux équations intégrales a alors été introduite, l'une exprimée dans l'air, l'autre dans le milieu poreux, couplées par les conditions de continuité à l'interface. La description du milieu poreux utilise un modèle phénoménologique à trois paramètres. Le problème couplé conduit à la résolution complète en pression et gradient de pression. Cette formulation a été validée par des mesures de

propagation sonore au dessus d'un revêtement de chaussée en enrobé drainant, et un bon accord a été obtenu entre résultats numériques, analytiques et expérimentaux. Une alternative simplificatrice a été proposée, sous forme d'une impédance de surface "asymptotique", dont on a vérifié qu'elle conduisait à des résultats très acceptables en termes d'atténuation sonore. Enfin, une étude de compromis optimum a été réalisée en comparant l'efficacité de diverses solutions d'écrans en complémentarité ou non avec une chaussée absorbante.

Souhaitant m'impliquer plus largement dans la recherche, c'est assez naturellement que j'ai accepté d'occuper en 1995 un poste de chercheur au LCPC (Nantes), au sein du Groupe Acoustique. J'ai pu y terminer mon travail de thèse, le poursuivre et le valoriser au-delà de la soutenance.

1.2 Présentation du mémoire

L'activité scientifique que j'ai poursuivie ces treize dernières années au LCPC s'inscrit dans un souci collectif de « ***lutter contre le bruit routier*** ». Plus concrètement, elle s'est concentrée sur les deux principaux outils de lutte contre ce fléau environnemental : les écrans antibruit dans un premier temps, puis les revêtements de chaussée peu bruyants. Pour chacun de ces domaines, la particularité de mon travail a été de toujours mener en parallèle le développement de connaissances amont, théoriques, et la mise au point d'outils plus expérimentaux répondant à des besoins de terrain. C'est donc bien dans un contexte de recherche appliquée que s'est inscrit mon travail.

Après un premier chapitre d'introduction, le second chapitre du mémoire aborde la problématique des écrans antibruit. Je décrirai d'abord les travaux de modélisation du champ sonore autour d'un écran de forme quelconque et de matériaux aux propriétés acoustiques variées à l'aide de la méthode par éléments de frontière. Nous verrons comment ont été intégrées les conditions aux limites correspondant aux interfaces de type surface de chaussée poreuse. Puis l'utilisation de ce modèle pour la mise au point d'une méthodologie de caractérisation des propriétés d'absorption et de transmission des écrans antibruit sera présentée. Enfin, ma participation au développement d'une méthode de mesure opérationnelle sur site sera illustrée.

Le troisième chapitre concerne la problématique du bruit de contact entre un pneumatique et un revêtement de chaussée rugueux. Durant ces dix dernières années, j'ai abordé cette thématique avec pour objectif de mieux comprendre la contribution des revêtements de chaussée à ce bruit, et ce à travers trois niveaux d'approche complémentaires. Le premier en « amont », vise à améliorer la compréhension des mécanismes de génération par la décomposition et la modélisation physique des différents phénomènes en jeux. S'inscrivant dans cette approche, ma contribution à la modélisation de l'effet dièdre, puis celle du contact pneumatique-chaussée sera présentée. Le second niveau de « moyen terme » vise à fournir des outils plus opérationnels de prévision du bruit de roulement pour l'optimisation des revêtements de chaussée. Ma participation au développement de modèles hybrides de prévision du bruit de roulement à partir des caractéristiques de texture et d'absorption acoustique des revêtements. Enfin, le niveau de « court terme » vise à répondre à un besoin collectif urgent en termes de méthodes de mesures opérationnelles.

Ce dernier point fait l'objet du quatrième chapitre. Celui-ci résume notamment les recherches expérimentales menées ces dernières années pour développer et valider une méthode de mesure en continu du bruit de roulement.

Enfin le dernier chapitre qui tient lieu de conclusion, résume l'aboutissement de ces recherches en termes de revêtements peu bruyants. On insistera sur le nécessaire transfert de connaissance des scientifiques vers les professionnels ou utilisateur finaux, et sur l'intérêt de l'intégration des revêtements peu bruyants parmi les moyens de lutte contre le bruit routier. Des perspectives seront également proposées.

Chapitre 2

Les écrans antibruit routiers

2.1 Introduction

Les écrans antibruit restent le moyen de protection contre le bruit routier le plus « efficace » et le plus largement utilisé, du moins aux abords des voies rapides en zone périurbaine. Ils peuvent en certains endroits réduire le bruit de 12 à 15 dB(A), voire plus, mais cette efficacité ne couvre qu'une zone d'espace limité. Leur coût est important, leur intrusion visuelle non négligeable, et c'est pourquoi leur dimensionnement doit être aussi précis que possible.

De nombreuses méthodes de prévision de l'efficacité d'un écran antibruit ont été développées, basées à l'origine sur le principe de Huyghens (1690), puis Kirchhoff qui donna une formulation mathématique du problème, puis Sommerfeld qui en 1896 proposa une solution exacte au problème de la diffraction par un écran plan mince ou un dièdre, semi-infini, soumis à une onde plane incidente, et enfin Mac Donald qui en 1915 l'étendit au cas d'une onde sphérique incidente en utilisant des développements asymptotiques. Ces études, bien que souvent liées à des hypothèses ou des cas de figure très restrictifs, ont été à la base de plusieurs développements ultérieurs établis en parallèle avec des mesures sur site ou en laboratoire, et conduisant à des solutions plus réalistes. Ainsi, Maekawa (1968) a modifié la formulation de Kirchhoff à partir d'un grand nombre de résultats expérimentaux, afin de prendre en compte la présence d'un sol réfléchissant, ce qui lui a permis de proposer de célèbres abaques permettant de prédire l'atténuation en champ libre en fonction du nombre de Fresnel, calculé à partir de données géométriques et de la longueur d'onde. Par la suite, ces abaques ont été adaptés aux sources de bruit incohérentes puis aux écrans épais par Kurze (1974). Ces méthodes étant très simples, leur utilisation est longtemps restée très répandue chez les projeteurs. Cependant, leur précision reste limitée en raison des nombreuses hypothèses simplificatrices sur lesquelles elles reposent.

Plus tard dans les années 1980, avec le développement de moyens de calcul plus importants, les méthodes asymptotiques sont apparues, permettant d'étendre les formulations exactes à des cas plus complexes en utilisant des approximations ou développements asymptotiques (Hadden et Pierce, 1982), (Koers, 1983), (Isei *et al*., 1980). Ces méthodes conduisent à des expressions analytiques relativement simples de l'amplitude et de la phase du champ acoustique dans la zone d'ombre derrière l'écran, en tenant compte des éventuelles interférences. Rasmussen (1982) donne une formulation exacte du problème sous forme d'une intégrale résolue de façon analytique par méthode de la phase stationnaire.

Les années 1990 ont vu l'essor des méthodes numériques de type méthodes d'éléments de frontière (BEM) grâce aux progrès de l'informatique. Cette approche permet de modéliser des configurations plus réalistes, de géométrie très complexe et avec des conditions aux limites variées, même pour la propagation sonore en milieu extérieur (Seznec, 1980) (Antes, 1991). L'importance des calculs générés et limite soit la taille des problèmes modélisés, soit la fréquence maximale d'étude. Mais ces limites sont repoussées chaque année par l'évolution des moyens de calcul, et il est actuellement tout à fait possible de modéliser en dimension 2 le

champ sonore à quelques dizaines de mètres d'un écran antibruit sur la gamme utile du spectre routier (100 Hz – 5 kHz). De nombreux auteurs ont contribué à faire évoluer cette méthode pour pouvoir l'appliquer à des problèmes d'acoustique environnementale. Chandler-Wilde (1995), puis Duhamel et Sergent (1998) ont introduit une expression analytique de la fonction de Green permettant de prendre en compte de façon exacte un sol plan infini d'impédance finie. Puis Duhamel (1996) a proposé une méthode par transformée de Fourier spatiale pour considérer une répartition de points sources incohérents plutôt qu'une ligne source cohérente. Cette approche dite « 2D½ » (la 3ème dimension de la source est prise en compte mais la géométrie de l'écran reste infinie dans la 3ème dimension) a été appliquée par Jean *et al* (1999) aux écrans ferroviaires. L'introduction d'une fonction de Green intégrant l'hétérogénéité du milieu de propagation a été proposée par Premat (2000).

L'apport des développements réalisés au LCPC réside dans l'introduction dans un modèle BEM des conditions aux limites particulières qui s'appliquent dans le cas de revêtements de chaussée poreux. Ces revêtements poreux qui sont apparus dans les années 1980 pour accroitre l'adhérence des véhicules par temps de pluie, présentent en effet des propriétés d'absorption acoustique. Mais l'hypothèse de réaction localisée couramment utilisée dans les modèles de propagation extérieure, n'est pas valable. Ces développements ont été introduits dans le code CESAR-LCPC au cours de ma thèse dans le but de modéliser l'efficacité combinée d'un écran antibruit avec une chaussée de ce type, mais ils ont fait l'objet de publications et développements ultérieurs, notamment à travers une récente comparaison avec les travaux de Sarradj (2003) [P7]. On verra également plus loin dans le document une autre application à la modélisation du bruit de contact pneumatique chaussée.

2.2 Complémentarité écran antibruit / chaussée poreuse

2.2.1 Prise en compte d'une interface poreuse dans un modèle BEM

La méthode BEM nécessite de reformuler le problème de Helmholtz initial sous forme d'une équation intégrale exprimée sur les surfaces limites *S*.

$$\varepsilon(\boldsymbol{x})p(\boldsymbol{x}) - \int_S \left(\frac{\partial G(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{x_s})}{\partial n_s} p(\boldsymbol{x_s}) - G(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{x_s}) \frac{\partial p(\boldsymbol{x_s})}{\partial n_s} \right) dS(\boldsymbol{x_s}) = p_{inc}(\boldsymbol{x})$$

où les inconnues sont la pression acoustique p et le gradient normal de pression $\frac{\partial p}{\partial n_s}$, et où G est la fonction de Green, p_{inc} la pression incidente, et ε un coefficient dépendant de la position du point $\boldsymbol{x}$. La résolution numérique de cette équation intégrale exprimée sur la frontière S conduit à un système linéaire :

$$[\mathbf{H}]\{p\} + [\mathbf{G}]\left\{\frac{\partial p}{\partial n_s}\right\} = \{p_{inc}\} \qquad (1)$$

Où $\{p\}$ et $\left\{\frac{\partial p}{\partial n_s}\right\}$ sont les vecteurs d'inconnues nodales de pression et de gradient normal de pression. [**H**] et [**G**] sont des matrices pleines.

En général, les conditions aux limites apportent les équations supplémentaires nécessaires à la résolution de ce système, car soit la valeur nodale du gradient de pression $\partial p/\partial n_s$ est connue et nulle (cas d'une surface réfléchissante), soit elle est reliée linéairement à la pression p par la relation d'impédance (cas d'une surface absorbante) :

$$\frac{\partial p}{\partial n_s} - ik_0 \frac{Z_0}{Z_n} p = 0$$

Où k_0 et Z_0 sont respectivement le nombre d'onde et l'impédance de l'air, et Z_n l'impédance normale de surface.

Sous l'hypothèse généralement utilisée de réaction localisée, cette condition aux limites peut s'introduire facilement dans l'équation intégrale, et permet de se ramener à un système de n équations à n inconnues, où n est le nombre de nœuds décrivant la frontière :

$$[\mathbf{H}]\{p\} = \{p_{inc}\} \qquad (2)$$

Cependant, lorsque l'hypothèse de réaction localisée n'est pas valable, et c'est le cas des interfaces poreuses de type revêtements de chaussée drainants, cette relation ne peut pas être introduite facilement dans la formulation intégrale, et il faut alors tenir compte de la propagation de l'onde sonore à l'intérieur du milieu poreux. L'approche « multi-domaine » suivie alors consiste à exprimer deux équations intégrales, l'une décrivant la propagation du son dans l'air, l'autre celle dans le milieu poreux, et de coupler ces équations en exprimant la continuité de la pression et du gradient de pression. Le problème revient alors à résoudre le système complet (1) en pression et gradient de pression. Les détails de la résolution sont décrits dans [P1] et [P5]. On montre notamment dans [B1] et [P7] que cette approche en dimension 2 est en très bon accord avec des mesures sur site (3D) et des simulations par méthodes de rayons en dimension 3 également.

La résolution complète du système (1) permet de déterminer numériquement la pression et le gradient de pression sur l'interface poreuse. On peut alors calculer l'impédance de surface sur l'interface entre l'air et le milieu poreux. Celle-ci tend plus ou moins rapidement vers une constante à mesure que l'on s'éloigne de la source, l'impédance de surface « asymptotique » dont on donne l'expression analytique :

$$Z_{as} = \frac{k_p Z_p}{k_0 \sqrt{\left(\frac{k_p}{k_0}\right)^2 - 1}} \coth\left[-ik_0 e \sqrt{\left(\frac{k_p}{k_0}\right)^2 - 1}\right]$$

où k_p et Z_p sont respectivement le nombre d'onde et l'impédance caractéristique du milieu poreux assimilé à un fluide compressible dissipatif, et e l'épaisseur de la couche poreuse. On montre que l'approche BEM « classique », simple domaine, qui utilise l'impédance de surface en incidence normale (Z_{n0}) conduit à certaines fréquences, à une différence importante par rapport à l'approche complète et plus exacte par couplage de deux domaines (figure 2.1). Sar-

radj (2003) avait obtenu une courbe identique à celle représentée en figure 2.1, mais on montre en outre que l'utilisation de l'impédance asymptotique (Z_{as}) dans l'approche « classique » réduit fortement ces écarts. Cette valeur asymptotique permet donc d'intégrer de façon plus exacte les interfaces poreuses dans une approche BEM « classique » simple domaine, nettement moins lourde que l'approche « multi-domaines ».

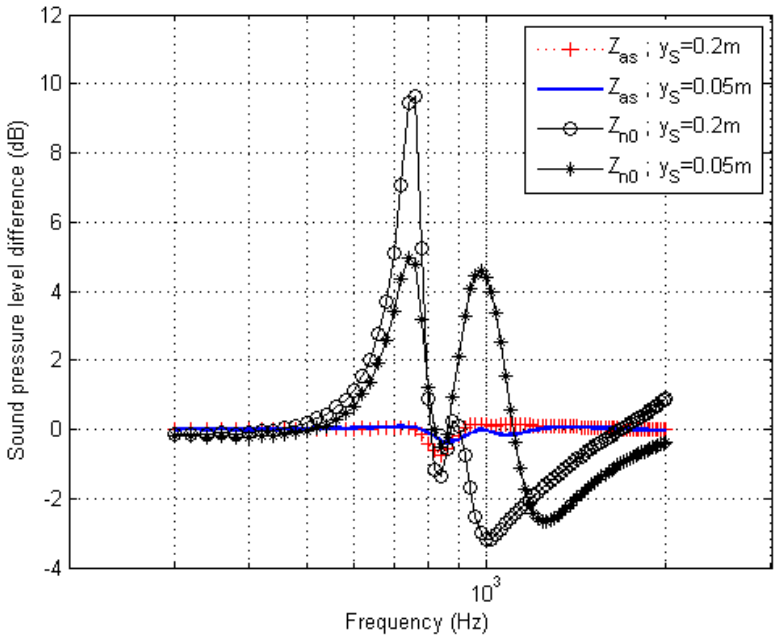


Figure 2.1 : Propagation au dessus d'une couche poreuse entre une source à y_s = 0,2 m ou 0,05 m de haut et un récepteur à 7,50 m de distance et 1,20 m de haut : différence de niveau sonore entre l'approche BEM multi-domaine et l'approche BEM classique avec impédance à réaction localisée. Ce dernier calcul utilise soit l'impédance en incidence normale Z_{n0}, soit l'impédance asymptotique Z_{as}. *Figure 13 in [P7]*.

2.2.2 Du modèle à la réalité, de la science à la technique

Les développements décrits précédemment ont été introduits dans le code d'éléments finis CESAR-LCPC, spécialisé dans la modélisation des problèmes de génie civil, ce qui a permis de bénéficier de procédures classiques de résolution numérique déjà introduites, et de bénéficier des facilités des pré- et post-processeurs. En outre, cela présente l'avantage d'assurer au modèle une meilleure pérennité face aux constantes évolutions de l'informatique.

Le code a été utilisé pour simuler l'efficacité d'écrans antibruit de différentes géométries en présence d'un revêtement de chaussée réfléchissant traditionnel ou d'un revêtement poreux. On peut ainsi comparer entre elles des solutions d'optimisation du traitement acoustique, à partir d'une solution de base constituée d'un écran droit mince et réfléchissant, de 3 m de haut, situé sur un sol plan réfléchissant : addition de dispositifs en somme d'écran, traitement acoustiques de certaines parties de l'écran avec de l'absorbant, mise en place d'un revêtement poreux ([P2] et tableau 2.1). Même s'il s'agit encore de cas d'école et même si le modèle surestime les efficacités du fait des conditions aux limites particulières imposées sur les surfaces avoisinantes, certaines tendances importantes ont pu être montrées, qui depuis, ont été

confirmées par d'autres équipes (Fujiwara *et al*, 1998) (Watts *et al*, 1999). On notera ainsi l'efficacité significative des dispositifs de rehaussement d'écrans - de type casquette, ou mieux, cylindre absorbant - dans la zone d'ombre et dans la zone limite de diffraction, la dégradation apportée par l'inclinaison de l'écran dans la zone d'ombre mais son intérêt pour les récepteurs placés du côté source, l'inefficacité du traitement absorbant pour la zone d'ombre mais son intérêt du côté source, l'intérêt assez général d'un revêtement poreux. On montre cependant que l'efficacité de la combinaison d'un écran et d'un revêtement de chaussée poreux est inférieure à la somme des deux efficacités respectives.

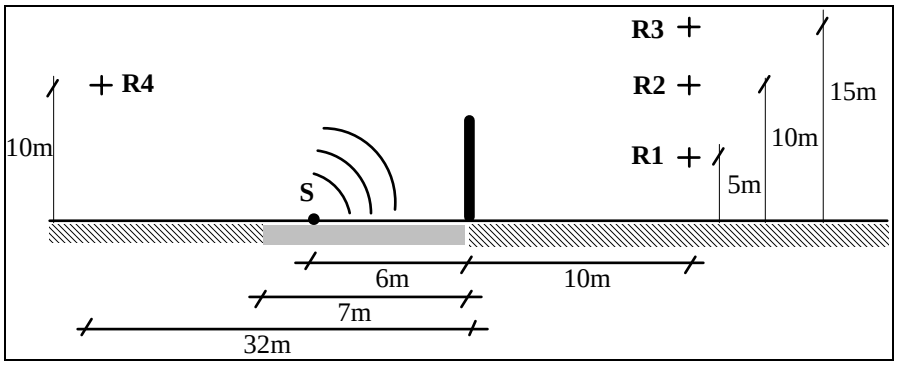
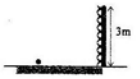
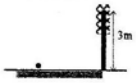
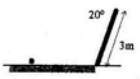
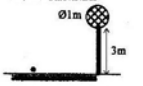
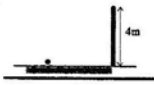


Figure 2.2. Position de source et récepteurs pour les simulations du Tableau 2.1. *Figure 6 in [P2]*

Tableau 2.1. Calcul par BEM de l'atténuation sonore de différents écrans comparée à celle d'un écran de base, droit, de 3 m de haut (les valeurs négatives indiquent une meilleure efficacité que la solution de base). Chaussée réfléchissante ou poreuse. *Table 4 in [P2]*.

REL. ATTENUATION (dB) BARRIER	ROAD	R1 shadow	R2 limit zone	R3 illuminated	R4 source side
	refl.	0	0	0	0
	abs.	-3.5	-5.2	-4.7	-4.9
	refl.	-0.3	-0.1	0.0	-1.1
	abs.	-3.8	-5.3	-4.6	-5.7
	refl.	-0.9	-0.3	-0.1	-0.1
	abs.	-4.1	-5.5	-4.7	-5.2
	refl.	+3.6	+0.5	0.0	-1.4
	abs.	-0.4	-4.0	-4.6	-6.0
	refl.	-2.8	-7.9	0.9	0.0
	abs.	-4.8	-11.9	-4.1	-4.8
	refl.	-2.9	-8.1	0.8	0.1
	abs.	-5.4	-12.0	-4.0	-4.9
	refl.	-6.3	-9.8	0.9	0.2
	abs.	-8.3	-13.5	-4.3	-5.1
	refl.	-4.4	-7.4	0.6	-0.1
	abs.	-7.5	-11.8	-4.1	-5.2

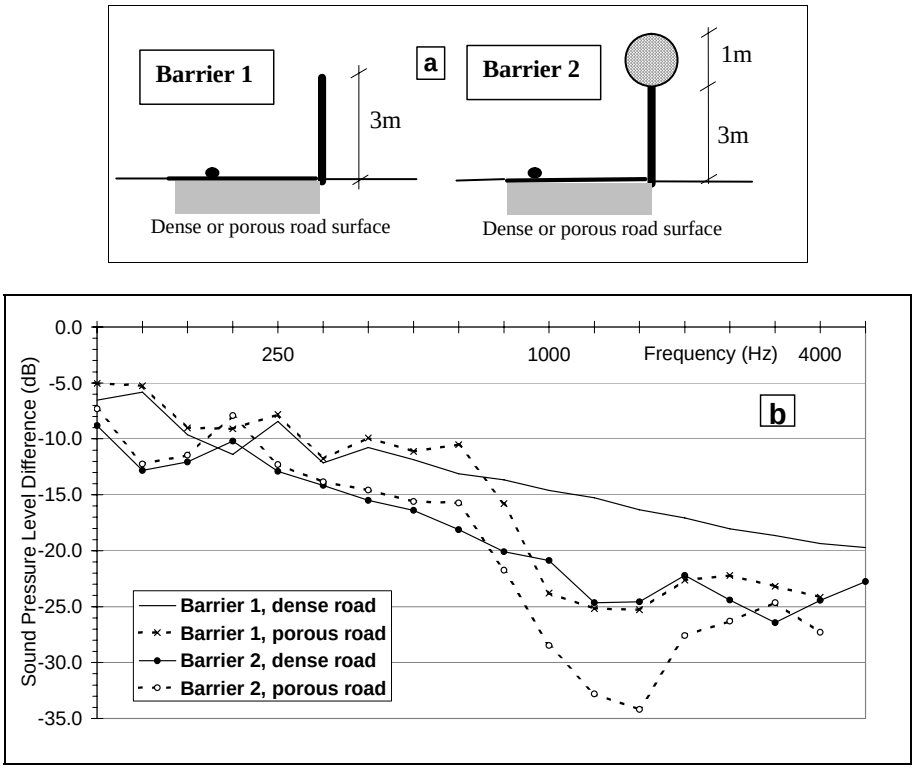


Figure 2.3. Effet d'un revêtement de chaussée poreux sur l'efficacité d'un écran mince et celle du même écran surmonté d'une coiffe cylindrique. Source sur la chaussée à 6 m devant l'écran, récepteurs à 10 m derrière l'écran et 5 m de haut. **(a)** géométrie des écrans simulés **(b)** résultats spectraux. *Figure 7 in [P5]*

Si ce type de code de calcul présente un réel intérêt pour l'investigation de cas particulièrement complexes dans leur géométrie mais de taille restreinte, les limitations liées à la taille des calculs (et donc à la taille des problèmes modélisés) proscrivent encore son utilisation pour des études routières courantes, qui nécessitent la plupart du temps une approche en 3 dimensions. Cependant, j'ai pu assurer une formation à l'utilisation du code auprès de trois acousticiens des Laboratoires Régionaux des Ponts et Chaussées (Strasbourg, Lille et Melun). Ils ont pu ensuite comparer les simulations avec des mesures d'écrans particuliers sur site (voir par exemple figure 2.4), et notamment réaliser une importante expertise concernant le rehaussement d'un écran antibruit à proximité de Strasbourg.

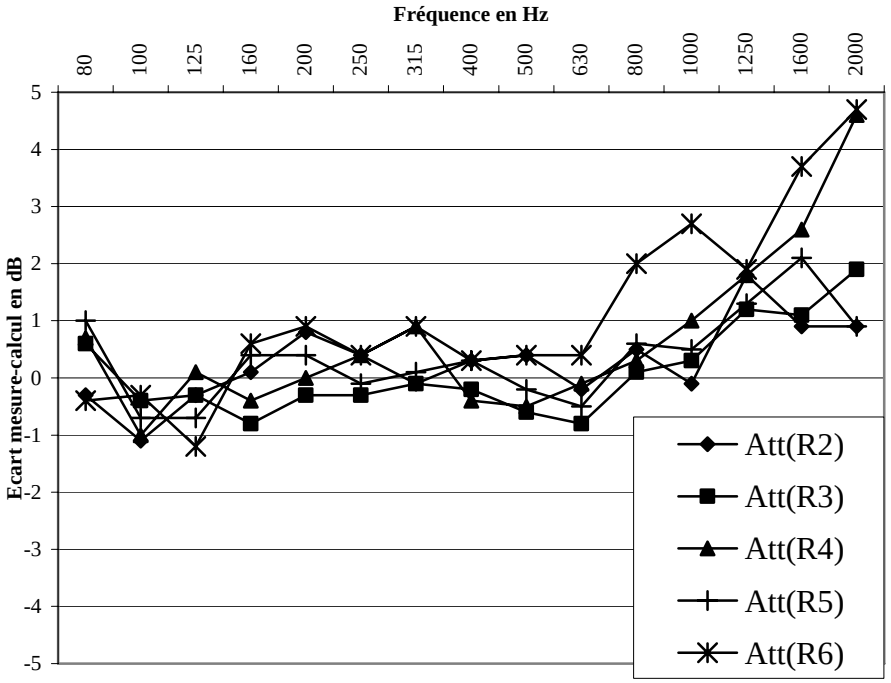


Figure 2.4. Ecart entre l'atténuation mesurée et l'atténuation calculée par BEM à proximité d'un écran antibruit en « T » de la RN383 à Bron-Parilly. LRPC Strasbourg *(Doisy, 2001)*

Enfin lors d'une récente étude bibliographique menée dans le cadre du projet européen « *SILVIA* » [R13], j'ai constaté que les connaissances sur cette interaction sont, encore actuellement, basées essentiellement sur des simulations théoriques telles que celles que j'ai menées. Ces modèles surestiment très souvent les efficacités réelles en raison des approximations faites notamment sur les paramètres d'entrée. Les mesures d'efficacité combinée écran/chaussée sont encore rares, probablement parce qu'il est très difficile en pratique d'évaluer les contributions respectives. Toutes les prévisions montrent cependant que l'utilisation combinée d'un revêtement poreux et d'un écran antibruit offre une solution optimale de réduction du bruit, la chaussée poreuse pouvant apporter les quelques décibels manquants à l'efficacité de l'écran antibruit. Mais ces prévisions constatent également que l'efficacité globale (en dB(A)) de la combinaison {écran + chaussée poreuse} est inférieure à la somme des deux efficacités respectives, en raison de la dépendance fréquentielle de la diffraction et de l'absorption de l'onde sonore. Il manque encore une confirmation expérimentale réelle de cette efficacité combinée, qui permettrait d'éclairer définitivement les décideurs publics sur l'intérêt d'une solution par rapport à une autre ou sur les gains de hauteur d'écrans que pourrait engendrer l'utilisation combinée d'une chaussée poreuse.

2.3 Evaluation in situ des propriétés des écrans antibruit

La mesure des propriétés acoustiques des écrans antibruit permet de répondre à plusieurs objectifs. Sur le plan scientifique, on vient de le voir, il est nécessaire de valider expérimentale-

ment des modèles de prévision, si possible dans des conditions réelles. Les fabricants d'écrans souhaitent également disposer de méthodes de mesure pour qualifier leurs produits afin de les faire mieux circuler sur le marché européen, et également pour les aider dans le développement de solutions innovantes. Enfin, les administrations routières souhaitent aussi pouvoir vérifier que les qualités acoustiques des écrans qu'elles ont fait construire sont bien conformes aux attentes. On distingue en fait les propriétés « intrinsèques » d'un écran antibruit défini en tant que produit, de ses qualités « d'usage » en tant qu'ouvrage. Dans le premier cas, on s'intéresse à ses propriétés d'absorption et de transmission acoustiques, dans le second cas, on cherche à caractériser son efficacité acoustique ou « perte par insertion ».

2.3.1 Perte par Insertion

L'efficacité d'un écran antibruit s'estime par un indicateur appelé « perte par insertion » qui n'est autre que la différence en un point donné entre le niveau de pression sonore avant construction de l'écran et celui après implantation de l'écran. Cette grandeur n'est pas intrinsèque à l'ouvrage mais dépend du point où elle est évaluée, des propriétés du sol, de l'environnement proche. La plupart des modèles d'écrans antibruit conduisent à la prévision de cette perte par insertion, et leur validation expérimentale nécessite de disposer d'une méthode de mesure fiable et précise. Par ailleurs, même si actuellement en France, la réglementation s'exprime en termes de niveau sonore global en façade, le contrôle de l'efficacité d'un ouvrage antibruit peut s'avérer nécessaire en cas de non respect de l'objectif acoustique. Il est alors également nécessaire de disposer d'une méthode de mesure de la perte par insertion applicable sur site. Une telle méthode fait déjà l'objet d'une norme internationale ISO 10847, mais elle est considérée par les experts français comme peu fiable et inadaptée sur site. Ainsi à la demande de la Commission Nationale Ecrans Antibruit (AFNOR), il m'a été demandé d'animer un groupe de travail visant à évaluer la méthode ISO 10847 et à proposer des améliorations.

Le travail de ce groupe constitué du CEBTP, des LRPC de Lille et Strasbourg et du CERTU a consisté à recenser les points litigieux ou incertains de la méthode, puis à établir et exécuter un plan d'expérience permettant de les tester, ainsi que l'applicabilité et la pertinence de la méthode dans son ensemble. Il a permis à travers cette expérimentation, de rationaliser l'utilisation de la méthode ISO 10847, d'en connaître les limites et de cerner son incertitude.

Les résultats et conclusions ont fait l'objet d'un rapport complet [RL1] soumis à la Commission Nationale Ecrans Antibruit qui l'a retransmis au CEN, et d'une communication à un congrès scientifique [C12]. Ils ont permis d'obliger la reconsidération de la méthode ISO 10847 avant de la rendre obligatoire sur le plan normatif.

2.3.2 Absorption et transmission acoustique in situ

Les mesures in situ des propriétés d'absorption et de transmission acoustiques sont pratiquées depuis une vingtaine d'années sur les écrans antibruit routiers, pour vérifier la conformité du matériau absorbant, et s'assurer qu'il n'existe pas de défaut de montage provoquant une perte d'isolement (fuite acoustique). Cette méthode basée sur l'analyse de l'écho d'une onde impulsionnelle fait l'objet d'une norme Française depuis 1990 (NF S 31089), mais ne s'applique que sur des écrans plans et relativement uniformes. Or, les écrans antibruit sont souvent archi-

tecturés et composés de matériaux différents. Un projet européen « *ADRIENNE* » a été mené de 1995 à 1998 afin de développer une méthode permettant de qualifier expérimentalement et sur site réel des écrans à face non plane. Le LCPC que je représentais, y a contribué avec 8 autres partenaires sous le pilotage du bureau d'études Belge A-Tech. Ma tâche a été double : modéliser le champ sonore réfléchi par un écran non plan afin de déterminer le nombre et la position optimale des capteurs permettant d'obtenir une évaluation globale du champ réfléchi, puis mettre en œuvre la méthode de mesure proposée et participer aux essais croisés sur des écrans tests. Les principaux résultats ont fait l'objet de nombreux rapports ([R1] à [R5]), ils ont également été présentés à l'occasion de congrès ([C3] et [C4]), et d'articles ([P3] et [A3]). Le détail de la méthodologie figure maintenant dans la norme expérimentale européenne EN/TS 1793-5 [N1].

Sur le plan expérimental, la méthode consiste à envoyer sur la face de l'écran une impulsion sonore (de type « MLS » ou « burst chirp » par exemple). Un microphone placé entre la source et l'écran, capte l'onde incidente, puis quelques instants plus tard, l'onde qui a subi une réflexion sur l'écran. La réponse impulsionnelle *p(t)* de l'écran est ensuite analysée : les ondes incidente et réfléchie sont séparées entre elles et du reste du signal par un fenêtrage, puis elles sont exprimées dans le domaine fréquentiel par transformée de Fourier. Le facteur de réflexion peut être établi pour une fréquence *f*, comme le rapport entre les modules de la pression réfléchie sur la pression incidente :

$$\boldsymbol{r}(f) = \frac{\mathcal{F}\left[p(t).\boldsymbol{w_r}(t)\right]}{\mathcal{F}\left[p(t).\boldsymbol{w_i}(t)\right]}\boldsymbol{K_r}$$

où $\mathcal{F}$ représente la transformée de Fourier, $\boldsymbol{w}_\mathbf{i}$ et (resp. $\boldsymbol{w}_\mathbf{r}$) les fenêtres d'analyses pour l'onde incidente (resp. réfléchie). $\boldsymbol{K}_\mathbf{r}$ est l'atténuation géométrique définie comme le rapport des distances parcourues par l'onde réfléchie (d_r) et incidente (d_i)

Sur un écran plan avec réflexion spéculaire, les distances d_r et d_i sont facilement déterminables. En revanche, face à un écran non plan, des réflexions diffuses et diffractions sur des non planéités compliquent cette détermination. La solution adoptée consiste alors à corriger cette atténuation géométrique en continu au cours du temps d'acquisition. Le facteur de réflexion s'écrit alors :

$$\boldsymbol{r}(f) = \frac{\mathcal{F}\left[d_\mathrm{r}(t).p(t).\boldsymbol{w}_\mathrm{r}(t)\right]}{\mathcal{F}\left[d_\mathrm{i}(t).p(t).\boldsymbol{w}_\mathrm{i}(t)\right]}$$

Où $d_\mathrm{r}(t) = d_\mathrm{i}(t) = c.t$, avec c la vitesse du son dans l'air.

Pour éliminer les réflexions parasites provenant notamment des diffractions par les bords de l'écran, tout en conservant une fenêtre d'analyse temporelle suffisamment grande pour ne pas dégrader les basses fréquences, la solution consiste à rapprocher le plus possible le microphone de la surface de l'écran (10 cm). Il devient alors impossible de séparer les ondes incidente et réfléchie qui se confondent. La technique dite de « soustraction » introduite par Mommertz (1995) consiste alors à retrancher du signal total l'onde incidente obtenue par une mesure de réponse impulsionnelle en champ libre, dans des conditions géométriques et acoustiques strictement identiques. Le matériel a donc été adapté en fixant le microphone au haut-parleur et en permettant au système d'effectuer une rotation complète (figure 2.5). Des procédures de traitement du signal ont été développées avec l'aide du CSTB.

Figure 2.5. Dispositif « Adrienne » de mesure de l'absorption et de la transmission acoustique des écrans antibruit face à un prototype d'écran « zigzag ». La source peut pivoter dans le plan perpendiculaire à l'écran et autour d'un axe horizontal parallèle à l'écran.

Pour la partie modélisation, le code BEM CESAR-LCPC a été exploité, afin de simuler le champ sonore réfléchi par une surface de type « zigzag ». Les conditions d'impédances de cette surface étaient variables, le zigzag pouvant être totalement réfléchissant, uniformément couvert d'absorbant de type laine minérale ou partiellement couvert d'absorbant. Les simulations ont confirmé que l'écran à face non plane se comporte comme un écran à face plane en dessous d'une fréquence f_{max} :

$$f_{max} = \frac{c}{4e}$$

où ***c*** [m/s] est la vitesse du son dans l'air et ***e*** [m] la profondeur de la non planéité

Au dessus de cette fréquence, le champ sonore devient interférentiel (figures 2.6 et 2.7). Les simulations pour différentes positions de sources et de récepteurs ont permis de définir un nombre de points de mesure suffisant pour donner un résultat significatif.

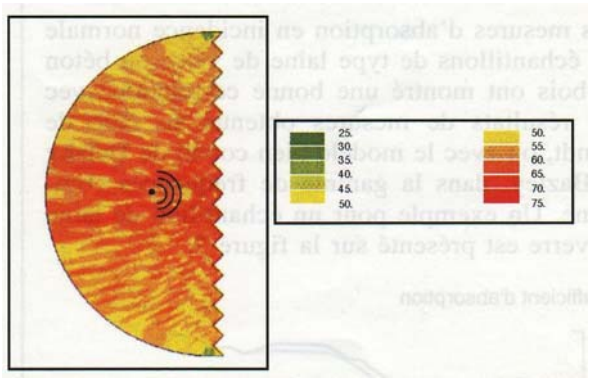


Figure 2.6. Calcul par BEM du niveau de pression réfléchie par un "zigzag" réfléchissant à 1 kHz (en dB). *Figure 9 in [P3]*

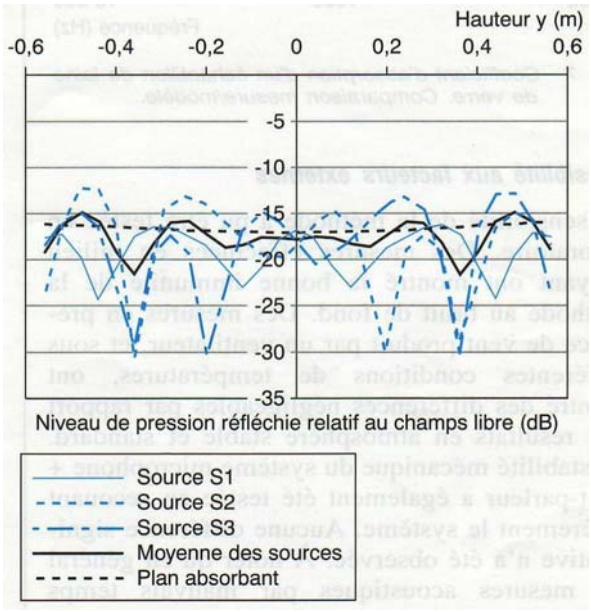


Figure 2.7. Niveau de pression sonore réfléchie relative au champ libre, calculé par BEM à 1 m devant un “zigzag” absorbant à 1 kHz (en dB). *Figure 11 in [P3]*

Les essais interlaboratoires sur des écrans tests construits sur une plateforme d’essais au CSTB à Grenoble ont permis de constater une bonne fiabilité de la méthode. Elle offre même une meilleure répétabilité que la norme Française grâce à l’utilisation de signaux numériques (plutôt que des tirs de pistolet), et une meilleure réponse en basse fréquence grâce à l’introduction de la technique de soustraction.

Il est à noter également que cette méthodologie a été reprise dans une autre norme internationale destinée à la mesure in situ des propriétés d’absorption acoustique des revêtements de chaussée (ISO 13472-1).

Enfin à l’issue du projet, j’ai pu dispenser une formation auprès des équipes opérationnelles des LRPC pour l’utilisation de cette méthode. Des tests comparatifs avec l’ancienne méthode Française normalisée ont été réalisés. Les résultats très encourageants ont été présentés à un congrès international [C12]. Le projet s’est enfin concrétisé les années suivantes par la rédaction d’une norme expérimentale européenne [N1] parue en 2003.

2.4 Conclusion

Les écrans antibruit routiers constituent à l’heure actuelle un outil incontournable de réduction du bruit routier. Leur coût élevé et le caractère ponctuel de leur zone d’efficacité limitent en-

core la généralisation de leur utilisation, mais force est de reconnaître que ce sont eux qui permettent les plus importantes réductions de niveau sonore en façade de certaines habitations. Les scientifiques ont mis à disposition de la communauté technique des méthodes de prévision précises de leur efficacité, ainsi que des méthodes de caractérisation expérimentale de leurs qualités. Des modèles numériques sophistiqués de type BEM, permettent de prendre en compte leur complexité architecturale, mais restent limités à l'étude fine d'écrans très particuliers en raison de la taille des calculs nécessaires.

Depuis une dizaine d'années, ma contribution au sujet des écrans antibruit se limite à une simple veille scientifique. Peu d'améliorations notables se sont concrétisées sur la pratique opérationnelle des écrans antibruit. Les dispositifs de rehaussement (cylindres ou casquettes que l'on place au sommet de l'écran pour en améliorer l'efficacité) n'ont pas réussi à vraiment convaincre les gestionnaires routiers, les gains apportés sont faibles (2 dB(A) maximum) et limités aux endroits déjà protégés. En revanche, des recherches originales ont été menées, particulièrement en France. On citera ainsi les recherches menées à l'Ecole Polytechnique sur les surfaces fractales (Sapoval *et al*, 1997) (Félix *et al*, 2007), qui ont permis à la société CO-LAS de breveter un écran fractal dont les qualités d'absorption acoustique sont exceptionnelles. La surface très irrégulière de l'écran combinée à un matériau poreux permettent de piéger les ondes sonores dans et en surface de l'écran, et limiter ainsi la réflexion du son de l'autre côté de la route. S'il n'améliore pas a priori l'efficacité en diffraction de l'écran, le procédé permet néanmoins d'en limiter son pouvoir de réflexion, ce qui peut s'avérer particulièrement intéressant pour réduire les interactions entre l'écran et la caisse des poids lourds, ou dans le cas d'écrans parallèles de part et d'autre de la voie.

Par ailleurs, une extension originale de l'approche BEM décrite précédemment a été faite récemment par Duhamel (2006) et Baulac *et al* (2007) pour déterminer des formes optimales d'écrans antibruit. Les auteurs couplent des calculs d'efficacité d'écrans par BEM avec des algorithmes génétiques, qui permettent de sélectionner par un processus itératif, les formes les plus efficaces à certains endroits. Cette approche prometteuse, si elle est validée, permettrait de savoir si des gains peuvent être espérés en jouant uniquement sur la forme de l'écran, sans pour autant les surélever.

Au-delà d'une centaine de mètres, la forme de l'écran est un paramètre négligeable, surtout au regard des effets de la météorologie. En termes de modélisation, c'est donc plutôt vers l'intégration des écrans dans leur environnement que doivent à mon avis se porter les efforts au cours des années à venir : interaction avec le relief, le profil en travers de la route, interaction avec les effets de gradients de vent et de température… En matière d'effets météorologiques, des méthodes par Equations Paraboliques ou par Fast Field Program permettent déjà de répondre en partie au problème. Les effets d'irrégularités de terrain pourraient aussi être étudiés à l'aide de telles méthodes, mais également par des modèles par BEM en dimension 3 jusqu'à une centaine de mètres autour d'un écran, selon les évolutions de l'informatique.

Références bibliographiques

Antes H. (1991), in Ciskowski R.D. et Brebbia C.A., *Boundary Element Methods in Acoustics*, Computational Mechanics Publications & Elsevier Applied Science, 1991.

Baulac M., Defrance J., Jean P. (2007), Optimization of multiple edge barriers with genetic algorithms coupled with a Nelder–Mead local search, *Journal of Sound and Vibration*, 300, 71-87.

Chandler-Wilde S.N., Hothersall D.C. (1995), Efficient calculation of the Green function for acoustic propagation above an homogeneous impedance plane, *Journal of Sound and Vibration*, 180(5), 705-724.

Doisy S. (2001), *Validation CESAR-LCPC : site de Lyon (Bron-Parilly)*, rapport 00-776-028 du LRPC Strasbourg, France.

Duhamel D. (1996), Efficient calculation of the three-dimensional sound pressure field around a noise barrier, *Journal of Sound and Vibration*, 197(5), 547-571.

Duhamel D., Sergent P. (1998), Sound propagation over noise barriers with absorbing ground, *Journal of Sound and Vibration*, 218 (5), 799-823.

Duhamel D. (2006), Shape optimization of noise barriers using genetic algorithms, *Journal of Sound and Vibration*, 297 (5), 432-444.

Félix S., Asch M., Filoche M., Sapoval B. (2007), Localization and increased damping in irregular acoustic cavities, *Journal of Sound and Vibration*, 299, 965–976.

Fujiwara K., Hothersall D.C., Kim C. (1998), Noise barriers with reactive surface, *Applied Acoustics*, 53(4), 255-272.

Hadden W.J., Pierce A.D. (1982), Sound diffraction around screens and wedges for arbitrary point source locations, *Journal of the Acoustical Society of America*, 69(5), 1266-1276 + erratum JASA 71(5), 1290.

Isei T., Embleton T.F.W., Piercy J.E. (1980), Noise reduction by barriers on finite impedance ground, *Journal of the Acoustical Society of America*, 67(1), 46-58.

ISO 10847 :1997, « *Acoustique - Détermination in situ de la perte par insertion de tous types d'écrans antibruit en milieu extérieur* », Organisation Internationale de Normalisation, Genève, Suisse.

ISO 13472-1: 1999 « *Acoustics - Procedure for measuring sound absorption properties of road surfaces in situ - part 1 : extended surface method* », Organisation Internationale de Normalisation, Genève, Suisse.

Jean P, Defrance J., Gabillet Y. (1999), The importance of source type on the assessment of noise barriers, *Journal of Sound and Vibration*, 226 (2), 201-216.

Koers P. (1983), Diffraction by an absorbing barrier or by an impedance transition, *Proceedings of Internoise'83*, 311-314.

Kurze U.J. (1974), Noise reduction by barriers, *Journal of the Acoustical Society of America*, 55(3), 504-518.

NF S 31089 : 1990, « *Acoustique - Code d'essai pour la détermination des caractéristiques acoustiques d'écrans installés en champ libre* », Association Française de Normalisation, Saint Denis, France.

Maekawa Z. (1968), Noise reduction by screens, *Applied Acoustics*, 1, 157-173.

Mommertz E. (1995), Angle-Dependent In-situ Measurements of Reflection Coefficients Using a Subtraction Technique, *Applied Acoustics*, 46, 251-263.

Premat E. (2000), *Prise en compte d'effets météorologiques dans une méthode d'éléments finis de frontière*, Thèse de doctorat de l'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, France.

Rasmussen K.B. (1982), A note on the calculation of sound propagation over impedance jumps and screens, *Journal of Sound and Vibration*, 84(4), 598-602.

Sapoval B., Haeberlé O., Russ S. (1997), Acoustic properties of irregular and fractal cavities, *Journal of the Acoustic Society of America*, 102(4), 2014–2019.

Sarradj E. (2003), Multi-domain boundary element method for sound fields in and around porous absorbers, *Acta Acustica United with Acustica*, 89, 21-27.

Seznec R. (1980), Diffraction of sound around barriers : use of the boundary element technique, *Journal of Sound and Vibration*, 73 (2), 195-209.

Watts G.R., Chandler-Wilde S.N., Morgan P.A. (1999), The combined effects of porous asphalt surfacing and barriers on traffic noise, *Applied Acoustics*, 58, 351-377.

Chapitre 3

Les mécanismes de génération du bruit de contact entre le pneumatique et la chaussée

3.1 Introduction

Si les écrans antibruit restent les outils de lutte contre le bruit routier les plus largement utilisés actuellement, les moyens de réductions à la source présentent l'énorme avantage d'être plus globaux (n'agissent pas localement), moins intrusifs (visuellement) et on l'espère moins coûteux pour la société. Au cours des vingt dernières années, les constructeurs automobiles sont parvenus à diminuer considérablement le bruit mécanique des véhicules (moteur, échappement, transmission). En conséquence, le bruit émis par le contact entre le pneumatique et la chaussée, ou encore « bruit de roulement », est devenu prédominant, même à faible vitesse de circulation, à partir de 50 km/h pour les véhicules légers (et même 30 km/h pour les véhicules neufs), et 80 km/h pour les poids lourds. Des solutions pratiques existent pour diminuer ce bruit de roulement, par action sur les caractéristiques du pneumatique, sur celles du revêtement de chaussée ou par limitation de la vitesse des véhicules. L'enjeu le plus important semble porter sur la chaussée, l'action sur les pneumatiques étant limitée par des problèmes de sécurité. Des différences d'une dizaine de décibels peuvent être observées en bordure de voie entre les revêtements les plus bruyants et les moins bruyants, et certains revêtements peu bruyants sont maintenant proposés comme des moyens de réduction du bruit routier à part entière.

La connaissance que nous avons actuellement de l'effet des caractéristiques de chaussée sur la génération de bruit de roulement, est essentiellement empirique, basée sur des mesures effectuées sur un grand nombre de revêtements différents. Une analyse fine des phénomènes physiques en jeu dans le processus de génération de bruit de contact pneumatique / chaussée, est cependant nécessaire pour permettre l'optimisation des revêtements de chaussée. En effet, le bruit de roulement ne peut pas se reproduire en laboratoire, à l'aide d'un modèle réduit par exemple. Pour prévoir l'effet de telle ou telle caractéristique de revêtement de chaussée sur le bruit, il faut réaliser en vrai grandeur un minimum de 100 mètres de chaussée sur lesquels un véhicule circulera. Un modèle prévisionnel faisant intervenir des paramètres physiques de chaussée, quantifiables en laboratoire, présente alors un intérêt considérable.

C'est dans ce contexte que j'ai abordé la problématique, à travers plusieurs projets ou partenariats auxquels je participais ou que je pilotais. Tout d'abord, l'occasion m'a été offerte de monter et piloter un projet de recherche interne au LCPC, disposant de moyens humains suffisants pour permettre l'implication de plusieurs équipes d'acousticiens des laboratoires Régionaux des Ponts et Chaussées. Cette opération de recherche intitulée « Sources de bruit routier » s'est déroulée sur 5 années (2002-2006). Elle visait à contribuer à la modélisation du bruit de contact pneumatique-chaussée, à développer une méthode de mesure opérationnelle de bruit de contact pneumatique-chaussée, et à aborder des aspects plus prospectifs de durabi-

lité des performances de revêtements de chaussée. Ces recherches ont également profité de ma participation à plusieurs projets de recherche collectifs :

- tout d'abord un **projet national PREDIT** « ***Texture-Bruit*** » piloté par l'INRETS dans une première phase (1998-2000), puis par la Société routière COLAS dans une deuxième phase (2004-2006), et auquel participaient également l'ENPC et la Société APPIA (nouvellement EIFFAGE-TP). Ce projet portait sur l'établissement d'un modèle hybride de bruit de contact pneumatique-chaussée pour l'optimisation acoustique des revêtements de chaussée.

- Ce **projet** va se poursuivre au cours d'un projet de coopération franco-allemande **DEUFRAKO** (« P2RN » : ***Prediction and Propagation of Rolling Noise***, 2006-2008), au cours duquel le modèle développé au cours du Predit va être comparé avec le modèle hybride Allemand « Speron ». Ces modèles seront ensuite utilisés pour concevoir puis réaliser et évaluer quelques revêtements de chaussée optimisés pour le bruit.

- un **projet européen** du 5ème PCRD (« SILVIA » : ***Sustainable Road Surfaces for Traffic Noise Control***, 2002-2005) piloté par le Centre de Recherches Routières Belge et qui impliquait une quinzaine d'autres partenaires européens, instituts de recherche, universités techniques, entreprises routières et bureaux d'étude. Ce projet visait à éditer un Guide de Référence pour le développement, l'utilisation et l'entretien des revêtements de chaussée peu bruyants durables.

- enfin, ces recherches ont été également réalisées dans le cadre du **Groupement de Recherche « *Bruit des Transports* »** (GdR 2493) regroupant sous l'égide du CNRS la plupart des équipes universitaires et des centres de recherches travaillant sur cette thématique en France. Au sein de ce GdR, j'ai co-animé le thème 1 : « *Émission et réduction du bruit à la source* ». Ce GdR qui a fonctionné entre 2002 et 2005, vient récemment d'être reconduit pour une nouvelle période de 4 ans. J'y anime toujours le thème 1[1] qui s'intitule « *Sources sonores et vibratoires : compréhension des phénomènes et réduction du bruit* ». Outre la compréhension des phénomènes et la réduction du bruit de contact pneumatique-chaussée avec prise en compte d'interactions non-linéaires, des thématiques plus larges y sont traitées : contact roue-rail, matériaux passifs et actifs pour l'acoustique et les vibrations, comportement de matériaux absorbants et caractérisation de l'amortissement, aéro-acoustique du véhicule, vibro-acoustique en basses et hautes fréquences...

La suite du chapitre présente les thèmes auxquels j'ai pu contribuer selon plusieurs approches. Tout d'abord viendra l'approche physique avec la modélisation de l'effet dièdre, l'influence de la rigidité de chaussée, et enfin les problèmes de contact abordés plus récemment. Puis j'approfondirai l'approche statistique et hybride qui est développée en France actuellement à travers les projets Predit et Deufrako. Les aspects expérimentaux feront l'objet du chapitre suivant.

[1] Thème impliquant les équipes ECN-GeM, INRETS-LTE, LCPC, CSTB, SNCF, LTDS, ENTPE-LASH, ENPC-LAMI, UME, CNRS-LMA, ECL-LMFA, LAUM, Renault

3.2 Génération du bruit de contact pneumatique-chaussée

Deux principaux types de mécanismes interviennent dans la génération de bruit de contact pneumatique-chaussée (Sandberg et Ejsmont, 2002) :

- les mécanismes vibratoires, qui se subdivisent en deux sous-mécanismes :

    - la mise en vibration du pneumatique par mécanismes d'impact, sous l'effet des irrégularités de la surface et des chocs entretenus des pavés de gomme sur la chaussée. Ces mécanismes provoquent des vibrations essentiellement radiales de la bande de roulement du pneumatique, de la ceinture et qui se propagent aussi dans les flancs. A cela s'ajoute également une déformation du pneumatique sous l'effet du roulement qui met en vibration la ceinture et la carcasse du pneumatique. Ces mécanismes vibratoires contribueraient à la génération de bruit en basses fréquences (100 Hz à 1,8 kHz environ);

    - la mise en vibration essentiellement tangentielle des pavés de gomme sous l'effet des mécanismes d'adhésion. On distingue le mécanisme de « stick/slip » qui génère un bruit de « crissement » dû aux cycles d'adhérence/rupture d'adhérence des pavés de gomme sur la chaussée, et le mécanisme d'adhésion « stick/snap ». Ces mécanismes génèrent du bruit en hautes fréquences (au dessus de 2 kHz), et sont d'ordre secondaire en conditions normales de circulation;

- les mécanismes aérodynamiques. Ils comprennent le bruit généré par la turbulence de l'air autour du pneumatique en roulement, et le mécanisme plus important du pompage d'air, ou « air pumping », provoqué par les cycles de compression/détente de l'air emprisonné dans les cavités du pneumatique et de la surface de chaussée. Ces mécanismes sont ensuite renforcés par les résonances de ces cavités qui forment des résonateurs de Helmholtz. Le bruit généré par ces mécanismes se situe principalement dans le domaine des moyennes fréquences (de 600 à 2000 Hz environ);

Ces mécanismes de génération sont renforcés par un quatrième phénomène appelé « effet dièdre », qui correspond à l'amplification du bruit généré à proximité du contact pneumatique chaussée par des réflexions successives des ondes sonores entre la surface du pneumatique et celle de la chaussée.

Face à ces mécanismes, les paramètres de chaussée qui ont une influence sur la génération de bruit sont clairement identifiés :

- la rugosité de la surface de chaussée, ou « texture » : c'est le paramètre le plus important, les aspérités de la surface de chaussée sont à l'origine de l'excitation vibratoire de la bande de roulement du pneumatique, mais la rugosité de chaussée intervient également dans le volume des cavités provoquant l'air pumping. Les très petites aspérités (quelques dixièmes de millimètres) participent également à l'adhésion de la gomme sur la chaussée, et influencent donc les mécanismes de stick/slip et de stick/snap.

- la porosité communicante : c'est le volume des cavités d'air reliées avec la surface, relative au volume total de matériau. Elle est insignifiante pour les revêtements denses, mais doit être considérée pour les revêtements « poreux ». Comme il a été vu au chapitre précédent, cette porosité confère au revêtement des propriétés d'absorption

acoustique et intervient donc sur les phénomènes de propagation au voisinage du pneumatique, notamment l'effet dièdre. Mais elle influence également les mécanismes d'air pumping en réduisant fortement les surpressions entre le pneu et la chaussée.

- La rigidité de chaussée : si l'influence de ce paramètre est parfois citée, ou subodorée, aucune étude n'a encore clairement prouvé son importance. ce paramètre de second ordre pourrait avoir une influence sur la mise en vibration du pneumatique, ou sur les mécanismes hautes fréquence de stick/slip.

Trois types d'approches existent pour la modélisation : la plus ancienne est empirique [Sandberg]. Elle a consisté à établir des relations statistiques à partir de mesures de spectres de texture et de spectres de bruit mesurés au passage de véhicules, sur un grand nombre de revêtements routiers. Cette approche a permis de clairement identifier les deux grands mécanismes (vibrations et air-pumping) et à identifier les longueurs d'onde de texture influant sur la génération de bruit. Les lois ne sont cependant pas assez généralisables, elles ne prennent notamment pas en compte l'absorption acoustique par les chaussées poreuses.

La seconde approche, est purement physique, elle consiste à modéliser finement chaque phénomène en jeu dans la génération de bruit : excitation, réponse vibro-acoustique, rayonnement acoustique. La réponse vibro-acoustique du pneumatique est sans conteste l'élément de la chaine qui rassemble le plus de publications. L'approche analytique consiste à approcher la structure très complexe du pneumatique par des structures mécaniques simples, anneaux (Boehm, 1969) (Krapf, 1979) (Huang et Soedel, 1987), plaques (Kropp, 1989), coques (Soedel, 1975), (Keltie 1982). L'approche de Kropp et son équipe de l'Université de Chalmers (Suède) reste encore très utilisée : elle se ramène à un modèle vibratoire de plaque supportée élastiquement, correspondant au développement de l'enveloppe du pneumatique (Kropp, 1999). Le rayonnement acoustique peut ensuite être approché par celui d'un cylindre de longueur infinie (modèle 2D) calculé par une méthode de synthèse multipolaire (Kropp *et al*, 2000). D'autres approches analytiques ont été proposées plus récemment par (Kuo *et al*, 2002). Puis les modèles par éléments finis (FEM) ont permis une approche plus réaliste en trois dimensions, avec des propriétés de matériaux variées (Chang *et al*, 1984) (Richards, 1990), (Kim, 1998), (Fadavi, 2002). Les méthodes d'éléments de frontière sont aussi très utilisées pour la modélisation du rayonnement de pneumatiques dans des conditions de géométrie et d'environnement plus réalistes. Plus récemment, les recherches se sont portées sur la modélisation des efforts de contact à l'interface entre le pneumatique et la chaussée. Nous reviendrons plus en détails sur ces deux derniers points par la suite.

Une troisième famille de méthodes appelées « hybrides » est apparue récemment. Elles consistent à introduire des résultats de modèles physiques dans l'approche statistique afin de compenser les limites de cette dernière. Leur utilisation pour l'optimisation de revêtements est très prometteuse car elles allient réalisme et facilité d'implémentation. Nous y reviendrons également en fin de chapitre.

3.3 Approche physique des mécanismes de génération

3.3.1 Modélisation de l'effet dièdre

L'effet dièdre est un phénomène d'amplification du bruit généré particulièrement important. Il résulte des réflexions successives de l'onde sonore émise au voisinage du contact pneu-chaussée, à l'intérieur du dièdre délimité par la surface de chaussée et celle de la bande de roulement du pneumatique. Le phénomène a été mis en évidence par (Schaaf et Ronneberger, 1982) de façon expérimentale et théorique par un simple modèle de source image. Plus tard, Kropp et son équipe ont complété cette approche par une synthèse multipolaire afin d'étudier le rayonnement acoustique de différents modes vibratoires d'un pneumatique, modélisé par un cylindre infini (Kropp *et al*, 2000), (Bécot *et al*, 2002). L'approche a été reprise à l'INRETS par Klein (1998). Au cours d'un projet PREDIT (1998-2000) piloté par l'INRETS et auquel participait le LCPC avec l'ENPC, et les deux entreprises routières COLAS et APPIA., j'ai entrepris une comparaison de ces résultats avec une modélisation par BEM à l'aide du code CESAR-LCPC. Ce projet PREDIT visait à étudier la relation entre les propriétés de chaussée et le bruit rayonné par le pneumatique. L'objectif visé avec la modélisation par BEM de l'effet dièdre était de prévoir la diminution de cette amplification lorsque la chaussée est poreuse. La démarche a d'abord consisté en une mise au point du modèle BEM pour un cylindre infini sur un plan parfaitement réfléchissant, par comparaison avec les résultats du modèle analytique par synthèse multipolaire. Ensuite des conditions d'absorption sur une chaussée poreuse typique ont pu être introduites avec le modèle BEM par couplage de domaines, tel que décrit au chapitre précédent.

Les résultats montrent une diminution considérable de l'effet dièdre au voisinage du pic d'absorption de la couche poreuse, c'est-à-dire entre 800 Hz et 2 kHz (figure 3.1). Ceci est particulièrement intéressant lorsqu'on sait que le spectre d'émission routier contient un maximum d'énergie au voisinage de 1 kHz.

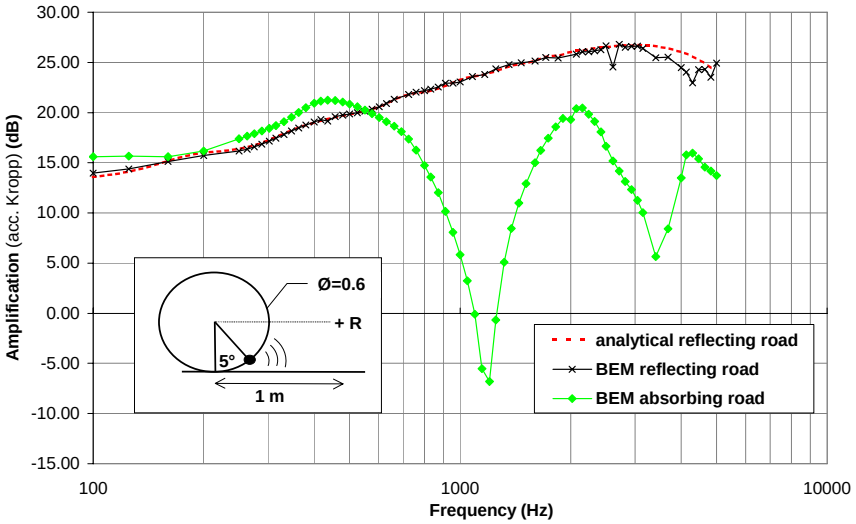


Figure 3.1. Prévision de l'effet dièdre en 2D : comparaison BEM / Synthèse multipolaire et effet de l'absorption par un revêtement de chaussée poreux par BEM. *Figure 2 in [C10]*

Plus tard, à l'occasion d'un stage de l'Ecole Nationale Supérieure de Physique de Strasbourg, une validation expérimentale du modèle 2D et de l'effet de l'absorption acoustique de la chaussée a été menée. Le principe de réciprocité a été appliqué à un long cylindre en béton posé successivement sur une chaussée réfléchissante puis sur une chaussée poreuse : la source est placée dans le dièdre, à 1 m de l'axe du cylindre, et le microphone est placé sur le tuyau à proximité du contact (figure 3.2). Les propriétés acoustiques du revêtement poreux (porosité, résistance spécifique au passage de l'air, facteur de forme et épaisseur) sont déterminées par calage inverse du modèle phénoménologique de Hamet (1992) sur une courbe d'absorption mesurée en incidence normale.

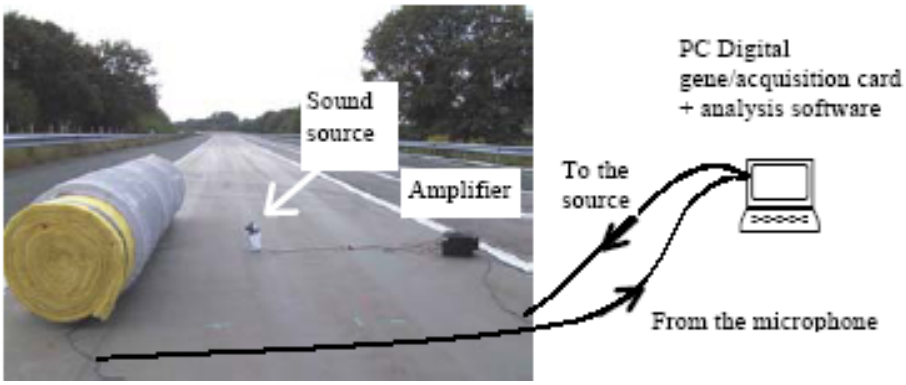


Figure 3.2. Dispositif expérimental pour la mesure de l'effet dièdre : le tuyau en béton de 3m de long est rempli de laine minérale pour éviter la propagation de modes à l'intérieur. Un microphone à électret est inséré sur la surface du tuyau à mi-longueur et à proximité du contact. *Figure 2 in [C18]*

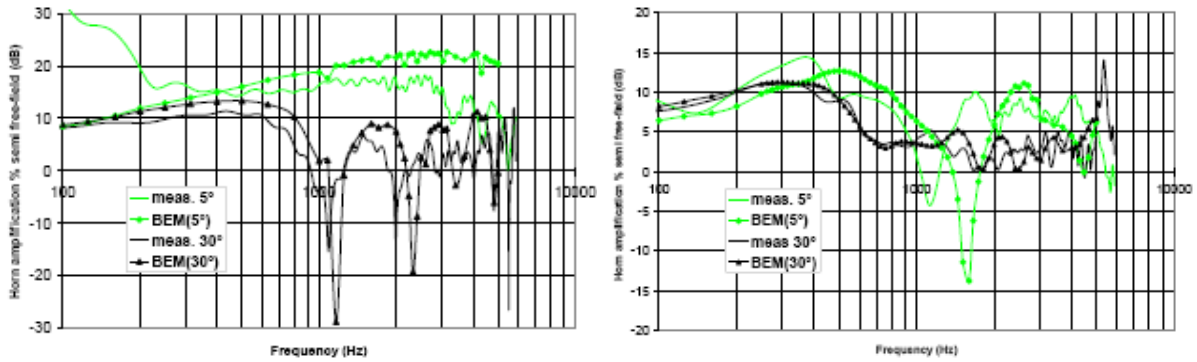


Figure 3.3. Amplification par effet dièdre relative au champ libre, sur chaussée réfléchissante (gauche) ou poreuse (droite) : comparaison entre mesures et calculs BEM 2D, pour 2 positions de sources sur le cylindre (5° et 30° par rapport à la verticale). *Figures 4 et 5 in [C18]*

La question de la représentativité d'un modèle 2D pour un pneumatique s'est évidemment posée. En fait, Kropp *et al* (2000) ont montré par comparaison avec une expérimentation sur un pneumatique réel que le modèle 2D surestime l'amplification par effet dièdre dans les basses fréquences (en dessous de 500 Hz) car la largeur finie du pneumatique est petite par rapport à la longueur d'onde. Ils ont montré en revanche que le modèle 2D restait assez précis en moyennes et hautes fréquences, en fait au-delà du pic d'énergie vers 1 kHz, lorsque la largeur du pneumatique est grande devant la longueur d'onde. Graff *et al.* (2002) et Kuo *et al* (2002) ont développé deux approches analytiques du problème en 3 dimensions qu'ils comparent de façon satisfaisante à des résultats expérimentaux et à un modèle 3D par BEM : la première approche pour les hautes fréquences (au-delà de 3 kHz) utilise la théorie des rayons de Keller, la seconde pour les basses fréquences (en dessous de 300 Hz) résout une équation intégrale du problème ou le pneumatique est assimilé à un simple diffracteur compact. Les auteurs concluent à la nécessité de passer par une approche numérique pour les fréquences d'intérêt pratiques, typiquement entre 500 Hz et 2500 Hz. Au cours du projet PREDIT, Klein (2000) a étendu le modèle analytique par synthèse multipolaire à une géométrie 3D sphérique du pneumatique, dans lequel il introduira par la suite des conditions d'absorption à réaction localisée sur la chaussée (Klein, 2002). Ce modèle analytique de sphère a servi à la mise au point d'un modèle 3D par BEM développé par l'ENPC [C10], modèle qui a ensuite permis de simuler une géométrie de pneumatique beaucoup plus réaliste.

Les travaux menés collectivement sur l'effet dièdre à l'occasion de ce projet PREDIT ont fait l'objet de plusieurs rapports de recherche (voir notamment [R6]), et de publications à l'occasion de plusieurs congrès internationaux (voir notamment [C9], [C10], [C11], [C18]). Les résultats ont par la suite servi de base de comparaison à Lui *et al.* (2004). Les auteurs ont repris et développé l'approche analytique 3D à l'aide d'une sphère, ils ont introduit des conditions d'absorption à réaction non localisée sur la chaussée et ont comparé leur approche aux résultats de la figure 2.1. L'approche numérique 3D par BEM développée par l'ENPC est très prometteuse, elle a été poursuivie beaucoup plus récemment lors d'une deuxième phase du projet [C28], et permettra sans doute à terme de venir compléter efficacement la chaine pour la prévision de niveaux sonores générés par le contact pneumatique-chaussée.

3.3.2 Effet de la rigidité de chaussée sur le bruit du pneumatique

Si la texture est le paramètre essentiel de la chaussée responsable de la génération de bruit, il semblerait qu'il ne permette pas à lui seul d'expliquer totalement tous les phénomènes observés. Ainsi, la rigidité de la chaussée, ou encore « l'impédance mécanique » est parfois citée comme paramètre complémentaire (Sandberg et Ejsmont, 2002). En effet, les revêtements de chaussée en béton de ciment, très rigides, sont beaucoup plus bruyants que des revêtements bitumineux de texture a priori voisine. Par ailleurs, nous verrons au chapitre suivant que le bruit de roulement diminue assez significativement lorsque la température (de l'air mais aussi de la chaussée) augmente, et ce essentiellement dans le cas de revêtements bitumineux. Or on sait que ces matériaux bitumineux sont susceptibles à la température, alors que les revêtements à base de ciment ne le sont pratiquement pas. Ces observations peuvent justifier de s'intéresser à l'effet de la rigidité de la chaussée sur le bruit. Ce paramètre a cependant fait l'objet de très peu de recherches à l'exception des investigations expérimentales de Bennerhult (1979) et de Lucquiaud (1988). C'est pourquoi je me suis intéressée à ce paramètre, à travers le travail de thèse de Abdérahim Houari.

Le travail s'est déroulé suivant deux phases : d'une part reproduire avec des revêtements modernes les seules expériences réalisées sur le sujet par Bennerhult et par Lucquiaud, et d'autre part, tenter d'introduire ce paramètre dans un modèle de prévision.

L'approche expérimentale suivie consiste à mesurer les impédances de transfert entre une impulsion délivrée par un marteau frappant la chaussée et un accéléromètre posé sur la chaussée. La réponse impulsionnelle est ensuite analysée en fréquence pour obtenir une fonction de transfert. Les approches expérimentales diffèrent suivant la distance entre source et capteur : 2,5 cm pour Bennerhult, entre 25 cm et 1 m pour Lucquiaud. Plus récemment, Nilsson et Sylwan (2003) ont déterminé expérimentalement des impédances directes de revêtements de chaussée. Nous avons utilisé un appareil existant destiné à ausculter les éventuels décollements entre les différentes couches de chaussée (appareil COLIBRI©), basé sur la mesure de fonctions de transfert entre un marteau et trois accéléromètres situés à 10, 30 et 95 cm. Les mêmes tendances que celles de la littérature ont été retrouvées : atténuation de l'impédance de transfert linéaire avec la distance avec les mêmes coefficients que Lucquiaud, un écart de 25 dB environ, identique à celui observé par Bennerhult, entre l'impédance de transfert du revêtement le plus rigide est celle du moins rigide.

Figure 3.4. Détermination expérimentale de réponse impulsionnelle d'une chaussée à l'aide de l'appareil « COLIBRI ». *Figure 3 in [C17]*

Cette expérimentation a permis en outre de mettre au point un modèle de chaussée par éléments finis à l'aide du code d'éléments finis (FEM) CESAR-LCPC©. La chaussée est une structure multicouche, que l'on a assimilée à un massif semi infini homogène, isotrope, élastique linéaire, défini par sa densité ρ, son module d'élasticité E (module de Young) et son coefficient de Poisson ν. L'expérience réalisée ci-dessus est simulée à l'aide du module DYNI qui effectue un calcul par intégration directe de la réponse d'une structure soumise à une sollicitation dynamique. La sollicitation considérée est la force d'impact du marteau mesurée en fonction du temps dans l'expérimentation. Le choix des dimensions du massif de chaussée modélisé et de la densité du maillage a fait suite à une analyse précise et plusieurs tests de convergence [TH1]. Une estimation du rapport E/ρ a été faite à partir de la célérité des ondes longitudinales déduites de la réponse impulsionnelle en surface de chaussée. Puis ce rapport a été affiné par comparaison entre les fonctions de transfert calculées et celles mesurées (figure 2.5). Ces calages très lourds en calculs n'ont pu être réalisés que pour un seul type de chaussée de la Piste de Référence du LCPC (planche en Béton Bitumineux Semi-Grenu). Le meilleur calage conduit à évaluation in situ du module de Young moyen du matériau : E = 10 640 MPa.

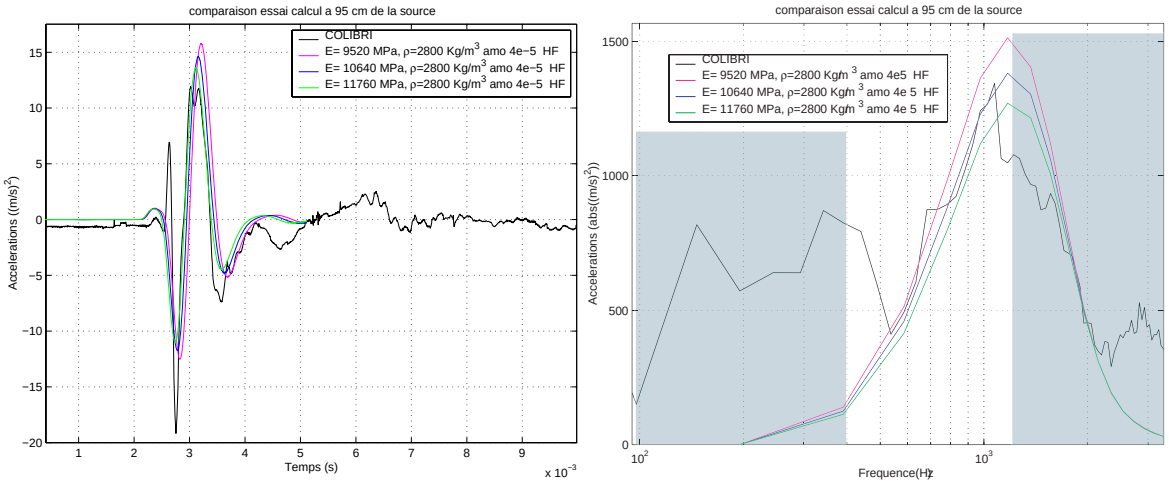


Figure 3.5. Calage du module de Young d'une chaussée en BBTM sur la réponse impulsionnelle (à gauche), puis que la fonction de transfert (à droite) à 95 cm de la source : comparaison mesure (COLIBRI) et calculs (module DYNI de CESAR-LCPC). *Figures 3.28 et 3.29 in [TH1]*.

Par la suite, un travail de DEA (J. Cesbron, 2004 [U11]) a été engagé pour améliorer cette détermination in situ du module de rigidité d'une chaussée et s'affranchir de simulations extrêmement lourdes. Ce travail a été publié dans un congrès international [C23]. La méthode issue de la géophysique, consiste à déterminer une courbe de dispersion expérimentale de la chaussée à partir d'un protocole sismique MSOR (Multichannel Simulation with One Receiver) utilisant les ondes de surface. Plusieurs impacts répartis le long d'un même axe à intervalles réguliers sont générés à la surface de la chaussée. A chaque choc, la réponse vibratoire de la chaussée est mesurée à l'aide d'un accéléromètre collé à la surface. La courbe de dispersion de la chaussée est déterminée à partir d'une transformée de Fourier en deux dimensions appliquée à l'ensemble des réponses, permettant de passer du domaine espace-temps au domaine fréquence-vitesse de phase. Un modèle analytique de plaque libre permet ensuite de déterminer des courbes de dispersion théoriques de Lamb, dont le calage avec les courbes expérimentales permet de déterminer la vitesse de Rayleigh (caractéristique de la rigidité) et l'épaisseur du revêtement testé (figure 3.6). Comme précédemment, le module d'Young dynamique est déduit de la vitesse de Rayleigh. La méthode a été appliquée sur cinq revêtements routiers en béton bitumineux disponibles sur la piste d'essai du LCPC de Nantes, et validée assez positivement pour deux d'entre eux à l'aide de mesures en laboratoire sur échantillon. La validation est un peu moins satisfaisante pour la couche de roulement poreuse (BBDr) que pour la couche dense (BBSG), peut être en raison de l'hétérogénéité du revêtement, mais aussi à cause de son caractère double couche lié à la plus faible épaisseur de la couche supérieure.

D'une manière générale, la méthode semble très prometteuse pour la détermination in situ du module de rigidité de couches de roulement, mais elle semble encore imprécise pour les tout premiers centimètres de profondeur. Cette limite rend difficile l'étude de revêtements en couches minces (2 à 3 cm) pourtant très répandus actuellement en France, notamment parmi les revêtements peu bruyants. Un appareillage plus performant permettant d'injecter plus

d'énergie en plus hautes fréquences serait alors nécessaire pour affiner les résultats à proximité de la surface.

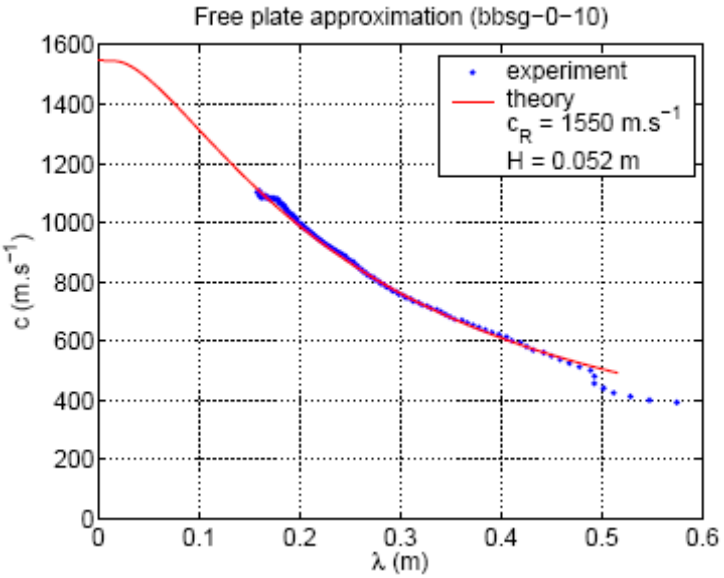


Figure 3.6. Courbes de dispersion d'un BBTM : mesurée (points bleus) et théorique (modèle de plaque libre) (ligne rouge) pour une vitesse de Rayleigh de 1550 ms^{-1} et une épaisseur de 52 mm. *Figure 8 in [C23]*.

Après la mise au point du modèle de chaussée par le code FEM, une modélisation simplifiée du pneumatique a été proposée dans [TH1] utilisant le même code de calcul. Le pneumatique est modélisé en 2D comme un cylindre plein élastique, linéaire constitué de trois parties, la jante, les flancs et la bande de roulement. Ce modèle et les paramètres d'entrée relatifs aux différentes parties ont été validés par rapport à des résultats de la littérature sur les premiers modes de vibration du pneumatique. L'intérêt de ce modèle était de pouvoir ensuite rassembler les deux modèles de pneumatique et de chaussée et de déterminer la réponse couplée du système pour différentes valeurs de modules de chaussée. Les niveaux vibratoires calculés sur l'ensemble de l'enveloppe pneumatique + chaussée étaient ensuite introduits dans le modèle BEM afin de déterminer un niveau de pression acoustique rayonnée par l'ensemble dans l'air. Ce travail a permis de montrer une influence potentielle bien que faible de la rigidité de chaussée (figure 3.7).

En fait, la raideur de chaussée ne devrait être influente que dans le cas où elle n'est pas trop éloignée de celle du pneumatique (typiquement moins de 10 fois plus grande) (Hamet et Klein, 2003). Or, bien que la littérature manque de clarté concernant les valeurs du module de rigidité d'un pneumatique, les modules de rigidité des chaussées existantes sont nettement supérieurs. L'effet de la rigidité de chaussée serait donc significatif dans des conditions de température très élevées (mais alors viennent interférer des modifications des phénomènes d'adhésion), ou dans le cas des revêtements « poro-élastiques » que nos collègues Japonais et Suédois cherchent à mettre au point depuis plusieurs années. Ces revêtements utilisent une forte proportion de morceau de caoutchouc (plus de 20% en poids) à la place d'une partie des

granulats. Ce type de revêtement similaire à ce que l'on peut trouver sur des aires de jeux d'enfants ou sur des pistes d'athlétisme, permet de réduire considérablement le bruit de roulement (jusqu'à 6 dB de moins qu'un revêtement poreux) (Meiarashi, 2006). Mais leur application est encore loin d'être opérationnelle pour des problèmes de résistance à l'arrachement et de liaison avec le support. Les Américains ont également développé des revêtements souples non poreux, qui seraient particulièrement peu bruyants sans être poreux. Pour l'instant, aucune évaluation de la rigidité de ces matériaux n'est avancée. En tout cas, pour pouvoir introduire l'effet de la rigidité de la chaussée dans un modèle, il est nécessaire d'affiner la modélisation du contact entre le pneumatique et la chaussée.

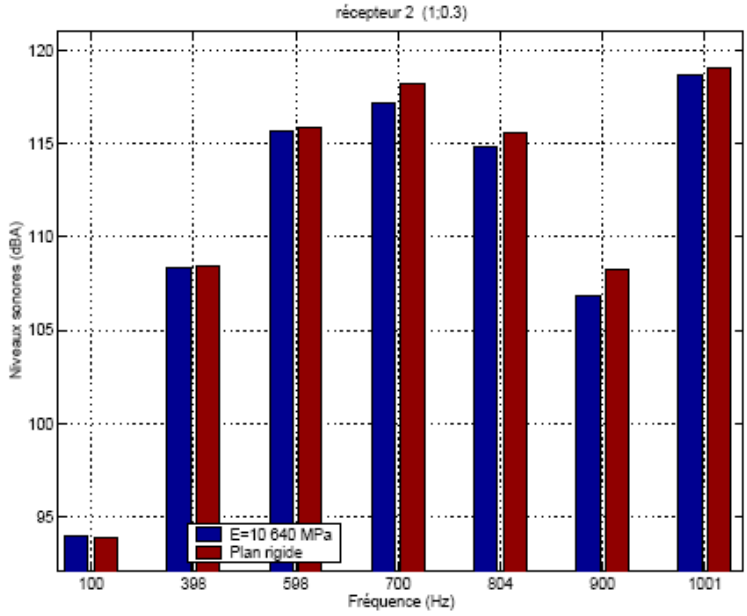


Figure 3.7. Niveaux sonores calculés pour deux valeurs de rigidité : l'une infinie et l'autre correspondant au revêtement BBSG de la piste LCPC à 20°C. Récepteur à 1 m de l'axe du pneumatique et 0.3 m au dessus de la chaussée. *Figure 5.20 in Houari [TH1]*

3.3.3 Modélisation du contact pneumatique-chaussée

Comme on vient de le voir, la modélisation du contact pneumatique-chaussée est l'élément le moins connu dans l'établissement d'un modèle global de prévision du bruit de roulement. Le modèle de Clapp *et al* (1988) dans les années 1980, permet de calculer en deux dimensions, la distribution de pression d'un massif semi-infini élastique reposant sur un profil de chaussée aléatoire supposé rigide, et soumis à un chargement statique. Ce modèle a servi de base aux différents modèles hybrides sur lesquels nous reviendrons au paragraphe 3.4. A l'Université de Chalmers en Suède, Kropp (1999) utilise un modèle de ceinture élastique de Winkler pour décrire le contact entre le pneumatique et la chaussée à l'aide de plusieurs ressorts indépendants de raideur constante. Larsson et Kropp (2002) proposent ensuite une formulation en trois dimensions, qui prend en compte le couplage entre les différents points de contact. La

solution est cependant très lourde numériquement. Puis Wullens et Kropp (2004) proposent un modèle de contact en trois dimensions dans des conditions de roulement. La bande de roulement est modélisée par un massif semi-infini élastique, dont la déformation en contact avec le profil de chaussée est calculée à l'aide d'une méthode numérique extraite du livre de Johnson (1985), consistant à mailler la surface de la chaussée par un ensemble d'éléments rectangulaires de distribution de pression uniforme pour lesquels la solution analytique du problème de contact avec le massif semi-infini est connue. La résolution du problème de contact se ramène alors à l'inversion d'une matrice d'influence qui dépend des variables d'espace et des caractéristiques mécaniques. Les auteurs ont en outre validé de façon assez satisfaisante leur modèle de contact à l'aide de mesures vibratoires sur un pneumatique d'avion roulant sur un tambour en salle anéchoïque.

Récemment, à l'ENPC Sameur (2004) a développé un modèle de contact pneumatique-chaussée en trois dimensions, basé sur une formulation analytique simple et rapide du problème de contact entre un massif élastique semi-infini est une surface rugueuse. Il suppose que sur chaque aspérité une loi de contact peut être exprimée entre la charge totale P et la profondeur de pénétration de la gomme δ, sous la forme :

$$P = C\, E^* \delta^{\gamma}$$

où E* est une constante liée aux propriétés de la gomme, C et γ des constantes qui dépendent de la forme et de la taille des aspérités. Ainsi, pour une aspérité circulaire $\gamma = 3/2$ et on retrouve la loi de Hertz. Sameur formule alors le problème multi-indenteurs en tenant compte des interactions entre les pointes de contact, par une méthode itérative basée sur la solution de Boussinesq, faisant intervenir une matrice d'influence $[T_{ij}]$. Ainsi la force normale (selon l'axe vertical z) exercée sur la $k^{ème}$ pointe s'écrit :

$$P_k = C_k\, E^* \left[(\delta - z_k - u_k) H(\delta - z_k - u_k)\right]^{\gamma_k}$$

où H est la fonction de Heaviside et u_k le déplacement normal du demi-espace élastique sur le sommet de la $k^{ème}$ pointe lié aux autres pointes. Ce déplacement s'exprime grâce à l'approximation de Boussinesq par :

$$u_k = \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^{N} T_{kl}\; P_l \qquad \text{avec} \qquad T_{kl} = \frac{1}{\pi\, E^* \sqrt{(x_k - x_l)^2 + (y_k - y_l)^2}}$$

La combinaison de ces équations conduit à un système d'équations non linéaires d'inconnues P_k qui peut se résoudre par une méthode itérative de Newton-Raphson. Le modèle analytique de contact multipoints est étudié par Sameur pour des pointes de formes simples : sphères, cônes et pyramides.

En collaboration avec l'ENPC et l'ECN, nous avons lancé une thèse visant à valider expérimentalement ce modèle multipoint et si nécessaire le faire évoluer. Ainsi dans son travail de thèse, J. Cesbron a réalisé un ensemble d'expérimentations en laboratoire sur des surfaces modèle [TH2]. Une première validation expérimentale a été effectuée pour le contact statique entre un pavé de gomme et une surface périodique composée de plusieurs pointes sphériques. Les forces et les aires de contact sont mesurées à l'aide du papier Fuji Prescale©. Ce type de papier est constitué de microbulles d'encre qui éclatent lorsqu'elles sont soumises à un chargement. Plus la pression appliquée est importante et plus la teinte de l'empreinte obtenue est foncée. Le dispositif permet de bien valider le modèle en ce qui concerne les aires de contact, mais la validation est moins bonne pour les forces de contact. Les différences qui dépassent

10 % ponctuellement, peuvent cependant être attribuables à la précision limitée du système papier Fuji liée à son étalonnage difficile [C26] [C27].

Puis J. Cesbron reproduit cette validation à l'aide d'un système de mesure en temps réel des empreintes de contact Tekscan©. L'appareil est constitué de feuilles ultra-minces contenant un réseau de cellules de pression (plus de 2000) en matériau semi-conducteur dont la résistance est modifiée lorsqu'une force est appliquée. Ces cellules sont plus ou moins espacées selon la taille de la feuille. A contrario du système de type Papier Fuji qui enregistre une image de maxima de pression, le système Tekscan enregistre une image de la répartition des pressions en temps réel à la fréquence de 125 Hz. Cette fréquence peut être augmentée pour un nombre réduit de capteurs. L'appareil est plus facile d'utilisation, de calibration plus simple et couvre une plus large gamme de pression. Cesbron valide ainsi l'approche statique multipoint en laboratoire sur des échantillons formés de petites sphères ([P11] et figure 3.8).

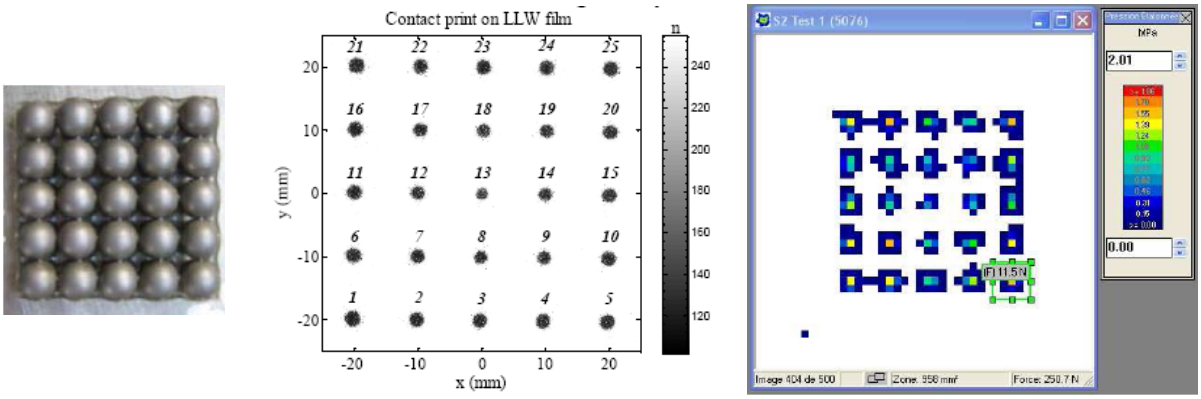


Figure 3.8. Mesures d'empreinte de pression d'un pavé de gomme sur une surface de 25 pointes sphériques (∅ 1 cm) (*gauche*), à l'aide d'un papier FujiFilm© pour une charge de 419 N (*milieu*), et à l'aide du système Tekscan© pour une charge de 250 N (*droite*). *Figure 2 et 3 in Cesbron et al [C26]*.

Il étend ensuite cette validation au contact statique entre un pneumatique lisse et une surface rugueuse quelconque [P9] [C23]. Son expérimentation porte sur huit surfaces dont deux modèles formées de sphères, une surface lisse et cinq plaques de revêtements de chaussée réels. A partir d'une mesure cartographique 3D de la texture de ces plaques, il met en œuvre un algorithme itératif d'étiquetage itératif, permettant de détecter et localiser les pointes. Il calcule ensuite pour chacune de ces pointes la loi de contact à l'aide d'une méthode numérique par élément de frontière (appelée aussi « méthode d'inversion de matrice » ou MIM) (Johnson, 1985). Il introduit également dans le modèle de Sameur, la courbure de la bande de roulement du pneumatique, ainsi qu'une condition de chargement dans laquelle la charge - et non le déplacement - est imposée. Il étend enfin le modèle au calcul fin des pressions de contact. Le modèle s'organise ainsi en un calcul en deux phases : la première dite « macro-échelle » consiste à calculer la distribution de forces sur l'aire de contact selon la méthode multipoint décrite précédemment, la seconde dite « micro-échelle » consiste à calculer sur chaque pointe la distribution de pression à l'aide d'une méthode MIM locale et à partir de la connaissance de la force imposée au sommet. L'interaction entre les pointes est intégrée de façon itérative. La méthode est ainsi baptisée MIDE (Méthode Itérative à Deux Echelles). Cette procédure est

beaucoup plus rapide que les traditionnelles mesures MIM. De plus, la comparaison entre les prévisions et les mesures est bonne, à l'exception peut-être des surfaces très « pointues », mais on peut retenir que la méthode MIDE offre d'excellentes perspectives pour la modélisation du contact pneumatique-chaussée en statique. De plus, ce travail fournit des données expérimentales originales de pressions de contact entre un pneumatique et des surfaces de chaussée réelles.

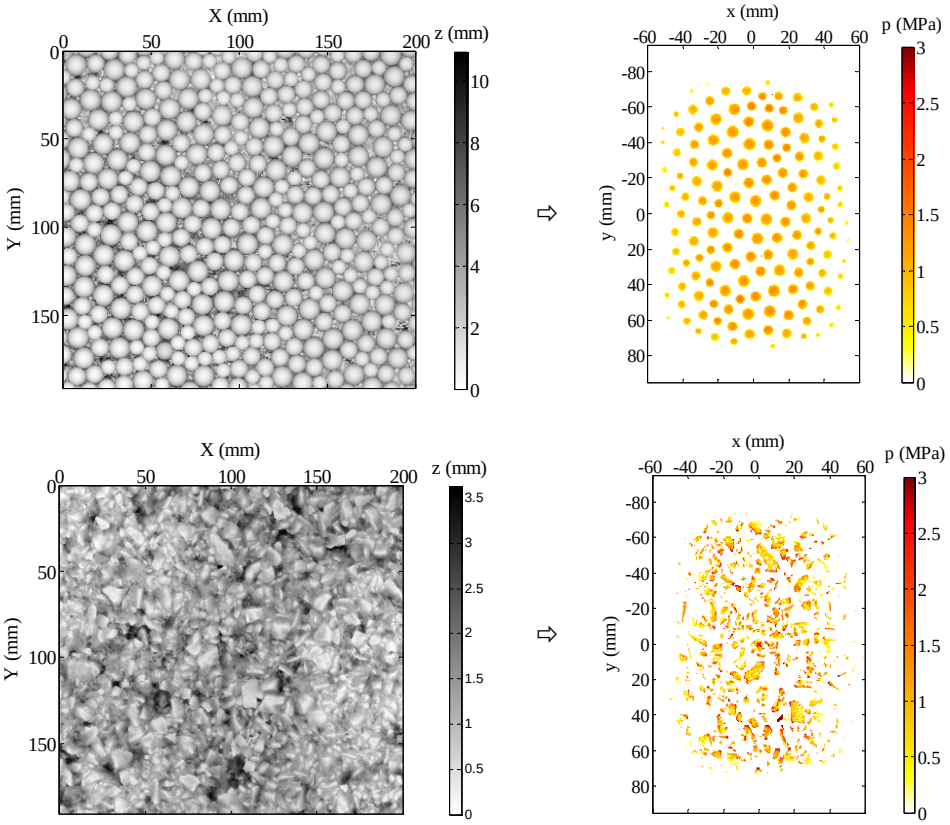


Figure 3.9. Distribution de pression d'un pneu lisse sur une surface modèle à base de billes (*haut*) et un BBSG (bas). Cartographie de texture mesurée (*gauche*) et distribution de pression calculée par le modèle MIDE (*droite*). *Figure 3 in [C23].*

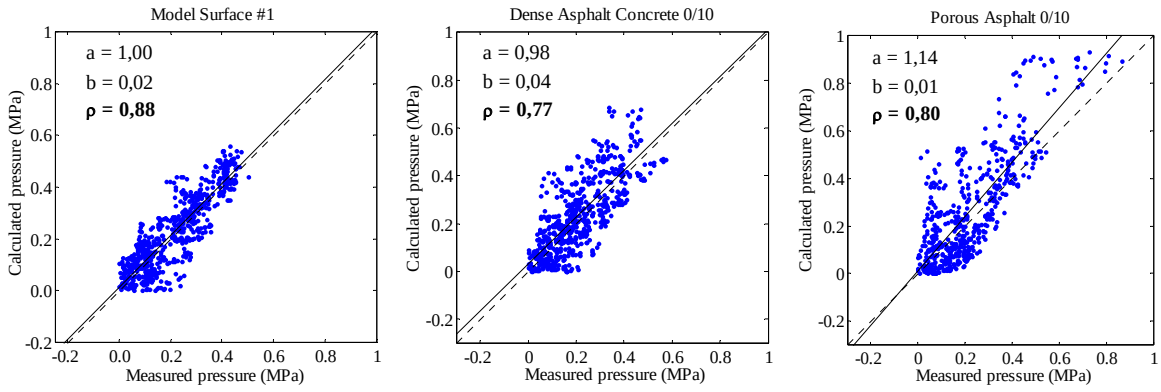


Figure 3.10. Comparaison entre les distributions de pression calculées et mesurées dans chaque cellule pour la surface modèle (*gauche*), un BBSG (*milieu*) et un BBDr (*droite*). *Figure 9 in [C23].*

Enfin, Cesbron entreprend également une expérimentation en dynamique. Il tente en fait de vérifier l'hypothèse communément faite selon laquelle le contact dynamique peut se décrire par une succession de contacts statiques. En mesurant la pression de contact à haute fréquence (10 kHz) exercée par le pneumatique lisse d'un véhicule roulant sur une ligne de 44 cellules, il estime la force de contact en fonction du temps sur une quarantaine de centimètres d'une surface de chaussée réelle. Il parvient effectivement à montrer l'invariance de l'énergie globale du signal de force avec la vitesse. Mais cette invariance ne semble pas se retrouver sur le spectre de force. Il faudra donc à l'avenir tenter d'introduire les effets de visco-élasticité de la gomme, et probablement tenir compte des effets de frottement et de force d'inertie au cours du roulement. D'autre part, en corrélant les spectres de forces mesurés et les spectres de bruit de roulement mesurés par ailleurs, on observe une forte corrélation de la composante de la force autour de 800 Hz avec le bruit basse fréquence, ce qui pourrait être lié à la taille des granulats du revêtement. Il serait intéressant à l'avenir de valider cette hypothèse, et de tenter de relier des paramètres descriptifs du revêtement simples et facilement maîtrisables, avec la force de contact, puis le bruit.

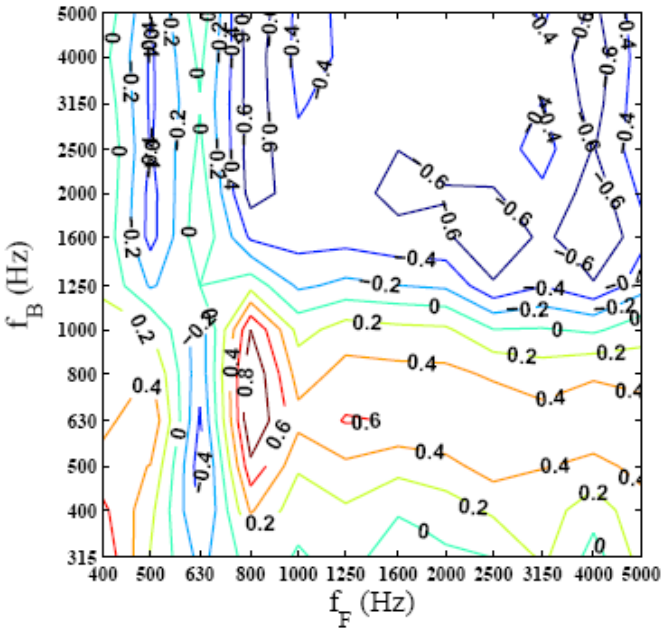


Figure 3.11. Courbes d'iso-corrélation entre les niveaux de force (L_F) et de bruit (L_B) mesurés à 30 km/h. *Figure 5.24 in Cesbron [TH2].*

3.4 Approche statistique et hybride de la relation entre propriétés de la chaussée et bruit rayonné par le pneumatique

L'approche empirique basée sur l'analyse d'un grand nombre de résultats expérimentaux a été la première approche suivie par les chercheurs du domaine routier. Le pneumatique est alors considéré comme une boîte noire, et les données d'entrée du modèle statistique se concentrent sur les caractéristiques de la chaussée uniquement. Cette approche permet de dégager des lois simples d'un grand intérêt pratique. Elle est en revanche souvent limitée aux spécificités des

cas mesurés et ne permet pas la généralisation et les lois doivent être régulièrement revérifiées ou améliorées. Lorsque Sandberg et Descornet (1980) publient les résultats de leurs expérimentations sur un grand nombre de revêtements routiers, visant à corréler des spectres de texture et des spectres de bruit de roulement mesurés au passage de véhicules, un progrès significatif est réalisé dans la connaissance des phénomènes en jeux et dans sa traduction pratique en terme de revêtements de chaussée peu bruyants. Leur analyse statistique montre en effet deux zones fréquentielles correspondant à deux phénomènes différents. La bonne corrélation positive observée entre les basses fréquences de bruit et les grandes longueurs d'onde de texture s'explique par une excitation vibratoire du pneumatique plus importante lorsque la méga-texture augmente. La bonne corrélation négative entre les hautes fréquences de bruit et les petites longueurs d'onde de texture s'explique quant à elle par la diminution des phénomènes d'air pumping lorsque la macro-texture augmente. Cette étude n'a cependant été réalisée que sur des revêtements non poreux. Or les revêtements les moins bruyants développés actuellement sont tous plus ou moins poreux.

3.4.1 Vers un modèle hybride de prévision

Une alternative intéressante aux modèles statistiques est l'approche hybride : les données expérimentales qui servent d'entrée au modèle statistique sont pré-traitées à l'aide de modèles physiques, de manière à les transformer en données physiques plus pertinentes. Le traitement statistiques par modèles régressifs est ensuite identique à celui des modèles statistiques (figure 3.12).

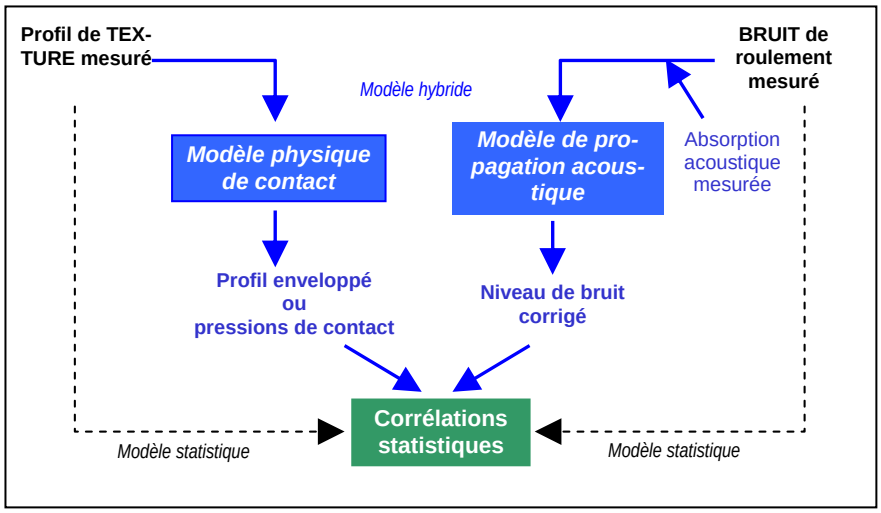


Figure 3.12. Principe du modèle hybride

L'idée la plus courante est que la partie de la rugosité de surface qui provoque l'excitation du pneumatique ne correspond pas à l'intégralité du profil que l'on mesure. En fait, seule la rugosité enveloppée par le pneumatique contribue à son excitation. Un premier pas dans le développement de modèles hybrides consiste donc à établir un modèle statistique entre les niveaux de bruit mesurés et le spectre de profil enveloppé par le pneumatique, ou bien le spectre de pression de contact à l'interface pneu-chaussée. La première alternative a été suivie dans le projet Français PREDIT auquel j'ai participé (Klein *et al*, *2004*, [C16]), tandis que la seconde a été suivie dans le modèle Allemand SPERoN (Beckenbauer et Kropp, 2006).

Ensuite, l'intégration dans le modèle statistique de revêtements de chaussée poreux pose également un certain nombre de problèmes. D'une part, le niveau de texture mesuré est en général surestimé avec ces revêtements puisque l'on mesure un relief incluant les pores rentrant dans la couche de roulement (texture négative). D'autre part, le niveau de bruit mesuré en bordure de voie au passage de véhicules sous-estime le bruit réellement généré au contact pneu-chaussée puisqu'il bénéficie d'atténuation lors de sa propagation au dessus de la surface de chaussée absorbante. Le premier problème est en principe résolu avec l'introduction de modèles d'enveloppement décrits ci-dessus. Le second implique que les niveaux sonores mesurés soient corrigés grâce à des modèles de propagation acoustique. C'est également la démarche suivie dans le projet Français PREDIT auquel j'ai participé.

En 1999, l'INRETS lance un projet de recherche PREDIT sur « *la relation entre les propriétés de la chaussée et le bruit rayonné par le pneumatique* » auquel le LCPC est associé ainsi que l'ENPC et les entreprises routières COLAS et APPIA. L'objectif est de créer un modèle bien adapté aux revêtements actuels en France, qui permettrait de prévoir le niveau de bruit au passage à partir de la connaissance de propriétés physiques du revêtement de chaussée facilement accessible. L'idée est de vérifier dans un premier temps si l'approche statistique de Sandberg et Descornet (1980) reste valable pour les revêtements et pneumatiques actuels, puis de l'étendre à tout type de revêtements y compris poreux, en introduisant notamment des procédures de calcul d'enveloppement et de correction d'atténuation sonore. La démarche comporte donc une forte partie expérimentale dont le LCPC et les entreprises routières a eu la charge, et en parallèle un travail de modélisation que l'INRETS, l'ENPC et dans une moindre mesure le LCPC ont mené. La première phase du projet (1999-2001) a permis de mettre au point les méthodes de mesure et d'analyse sur des planches routières sur les pistes du LCPC et de l'INRETS. La seconde phase du projet (2004-2006) a permis de mettre en œuvre ces procédures sur une dizaine de planches routières réelles, définies par des constructeurs routiers partenaires (COLAS et APPIA). Par ailleurs, un projet de recherche est lancé (projet « P2RN » : *Prediction and Propagation of Rolling Noise*) depuis avril 2006 et pour une durée de 2 ans dans le cadre du programme de coopération franco-allemand DEUFRAKO. Il porte sur la comparaison et l'utilisation des modèles hybrides Français (HyRoNE) et Allemand (SPERoN) pour le développement de revêtements de chaussée optimisés pour le bruit.

3.4.2 Mesure de la texture de chaussée

Pour évaluer la texture de différents revêtements de chaussée, il était nécessaire de mettre au point un protocole de mesure adapté aux besoins acoustiques. C'est assez naturellement que je me suis rapprochée pour cela de l'équipe « Texture-Adhérence » du LCPC (actuellement section Infrastructure et Sécurité Routière), pour mettre en œuvre un appareillage permettant de relever finement un profil de texture (figure 3.13). L'appareillage est constitué d'un capteur sans contact, monté sur une platine de translation. En cours de translation, l'association des données capteur (z) et des positions de la platine (x) permet d'obtenir un profil numérisé de la surface. Un faisceau lumineux issu d'une diode laser est focalisé à l'aide d'un objectif sur la surface à mesurer. La lumière rétrodiffusée par la surface passe par un réseau de micro lentilles qui génèrent une suite d'images sur une barrette CCD. La distance entre ces images sur la barrette dépend uniquement de la distance séparant la surface à mesurer de l'objectif.

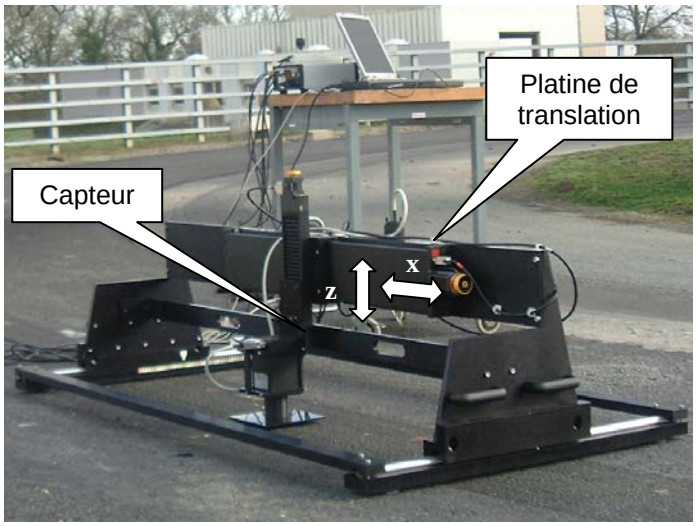


Figure 3.13. Mesure du profil de texture de chaussée à l'aide d'un dispositif statique par capteur sans contact

Au cours du projet PREDIT « Texture-Bruit », pour chaque revêtement de chaussée, les relevés ont été effectués sur une douzaine de sections de 1,20 m de long, situées dans les traces de roulement, et avec un pas d'échantillonnage de 0.1 mm. Les données sont ensuite pré-traitées pour tenir d'une pente éventuelle, et analysées dans le domaine des longueurs d'ondes spatiales par transformation de Fourier. La longueur et l'échantillonnage des relevés permettent de couvrir la gamme de longueur d'onde de texture entre les tiers d'octave 2 mm et 400 mm. Les données acquises sur une dizaine de planches routières des pistes du LCPC et de l'INRETS ont permis à l'INRETS, puis au LCPC (stage de A. Deleuze [U6]) de confirmer les résultats de Sandberg et Descornet (1980). Ensuite L'INRETS a appliqué à ces données des procédures de calcul de contact entre une surface rugueuse et un pavé de gomme selon un formalisme de Green qui leur permet :

- d'une part de calculer un profil de texture enveloppé et mener des corrélations entre les spectres de texture enveloppée et les spectres de bruit (modèle hybride)

- d'autre part de calculer des efforts de contact qui servent de données d'entrée dans un modèle physique de pneumatique en roulement (modèle physique).

Par ailleurs, les mesures statiques de profils de texture étant fortement contraignantes (nécessité de travailler hors trafic, temps d'acquisition important), j'ai souhaité tester la faisabilité de l'utilisation d'un appareil de mesure dynamique d'un profil de texture pour répondre aux besoins des acousticiens. Ainsi au sein de l'opération de recherche que je pilotais, le LRPC de Lyon a testé la fiabilité et la précision d'un appareil traditionnellement utilisé pour mesurer en continu des indicateurs de texture utiles à une problématique d'adhérence et de sécurité routière (appareil Rugo©, figure 3.14). Cet appareil est constitué d'un distancemètre à laser similaire à celui du dispositif statique, mais embarqué à bord d'un véhicule. Les mesures sont réalisées en continu tous les 10 m. L'équipe a adapté son outil de mesure et ses procédures d'analyse pour évaluer les spectres de texture dans le domaine de longueurs d'onde entre 39 mm et 630 mm. Dans cette gamme, la fiabilité de la mesure a été évaluée par une campagne expérimentale : les valeurs de répétabilité varient de 0,5 dB (référence 1 μm) à 1,8 dB et celles de reproductibilité varient de 1,3 à 2,6 dB. La meilleure fiabilité est obtenue dans le do-

maine des courtes longueurs d'ondes. Par ailleurs une longueur d'onde limite de 5 mm (pour une mesure à 80 km/h, 2 mm à 40 km/h) a été définie, en dessous de laquelle la mesure n'était plus significative. Ces recherches vont permettre d'utiliser cet outil pour des besoins de recherche, notamment pour des suivis dans le temps de caractéristiques bruit et texture de planches routières. Ces résultats ont par ailleurs été communiqués aux groupes internationaux chargés de la normalisation de la mesure de texture (projet de normes ISO 13473).

Figure 3.14. Mesure dynamique du profil de texture de chaussée, appareil Rugo©

3.4.3 Relation texture-bruit et prise en compte de l'absorption acoustique par une chaussée poreuse

Les analyses statistiques de corrélation entre chaque bande de 1/3 d'octave de bruit de contact pneumatique-chaussée entre 100 Hz et 5 kHz et chaque bande de tiers d'octave de texture entre 2,5 mm et 250 mm conduisent dans le cas de revêtements non poreux aux résultats présentés en figure 3.15. Ces résultats sont similaires à ceux originaux de Sandberg et Descornet (1980), et mettent en évidence deux zones de forte corrélation : une zone de corrélation positive (le bruit augment avec la rugosité) pour les basses fréquences de bruit et les grandes longueurs d'onde de texture correspondant aux mécanismes vibratoires, et une zone de corrélation négative (le bruit diminue avec la rugosité) pour les hautes fréquences de bruit et les courtes longueurs d'onde de texture correspondant aux mécanismes d'air pumping.

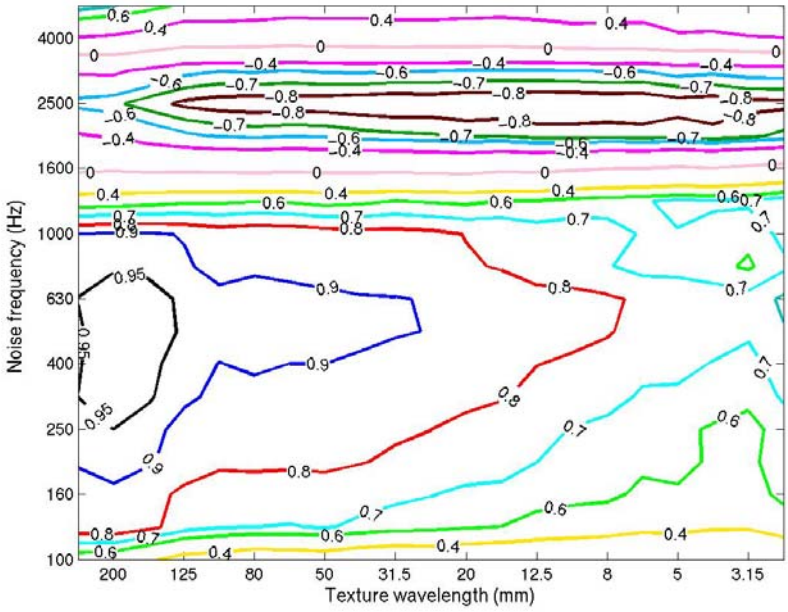


Figure 3.15. Isocourbes des coefficients de corrélation entre spectres de bruit au passage à 90 km/h et spectres de texture, hors revêtements poreux (mesures sur pistes LCPC et INRETS, projet PREDIT phase1). *Figure 5 in [P4]*

Cependant lorsque les 3 revêtements poreux de l'échantillon sont introduits, les corrélations sont moins bonnes et les zones moins nettes pour les raisons évoquées précédemment (§ 3.4.1). La tâche de l'INRETS était de corriger les niveaux de texture mesurée par des niveaux de texture enveloppée, et ma tâche a été de corriger les niveaux sonores mesurés en bordure de voie en éliminant les effets d'atténuation sonore lors de la propagation au dessus d'une couche poreuse. Cette atténuation complémentaire qui est incluse dans la mesure de bruit en bordure de voie n'est en effet pas liée à l'émission sonore à proprement parler. Il est donc nécessaire si l'on cherche à mettre en relation des propriétés de la chaussée avec l'émission du bruit de roulement de découpler cet effet propagatif. Cette correction calculée à partir de modèles analytiques simples de propagation sonore permet d'améliorer notablement les corrélations et de retrouver les zones mises en évidence pour les revêtements non poreux (figure 3.16). On peut espérer que l'introduction conjointe de niveaux de texture enveloppée va encore améliorer les valeurs de corrélation. Ce travail réalisé dans le cadre d'un stage universitaire et a été publié dans [P4]

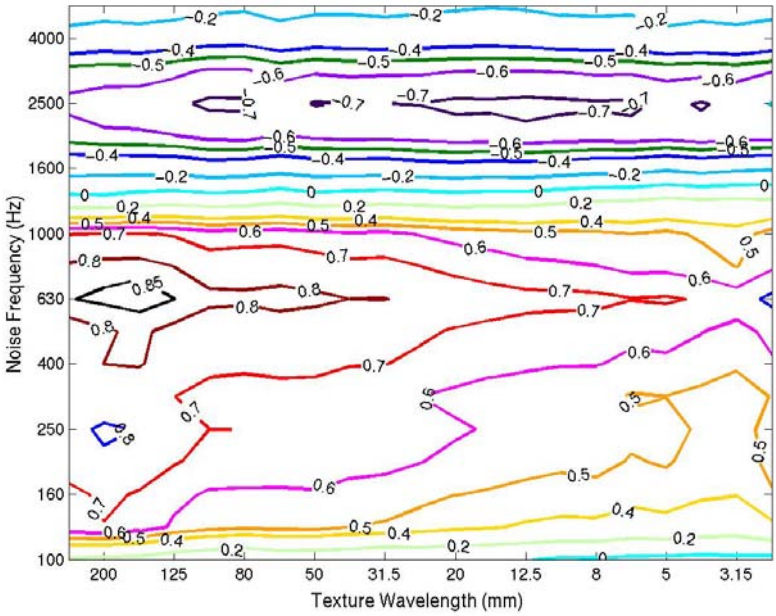


Figure 3.16. Isocourbes des coefficients de corrélation entre spectres de bruit au passage à 90 km/h après correction d'absorption et spectres de texture, revêtements poreux inclus. *Figure 11 in [P4]*

En parallèle, une approche originale a été explorée en collaboration avec la Section ISR du LCPC spécialiste de l'adhérence. Il s'agissait de voir si le bruit pouvait se corréler avec des descripteurs géométriques simples décrivant la texture de chaussée : densité d'indenteurs, angle au sommet de ces indenteurs et pentes entre indenteurs (figure 3.17). Ces descripteurs ont été utilisés avec succès dans des modèles analytiques d'adhérence entre une surface de chaussée rugueuse et un pavé de gomme. Les corrélations statistiques réalisées sur la dizaine de planches sont encourageantes, à condition aussi de corriger les niveaux sonores des effets propagatifs dans le cas de revêtements poreux, et mériteraient d'être poursuivies avec davantage de mesures (figure 3.18). Les descripteurs géométriques paraissent en outre plus faciles à traduire en termes de formulation de revêtement de surface que les valeurs spectrales.

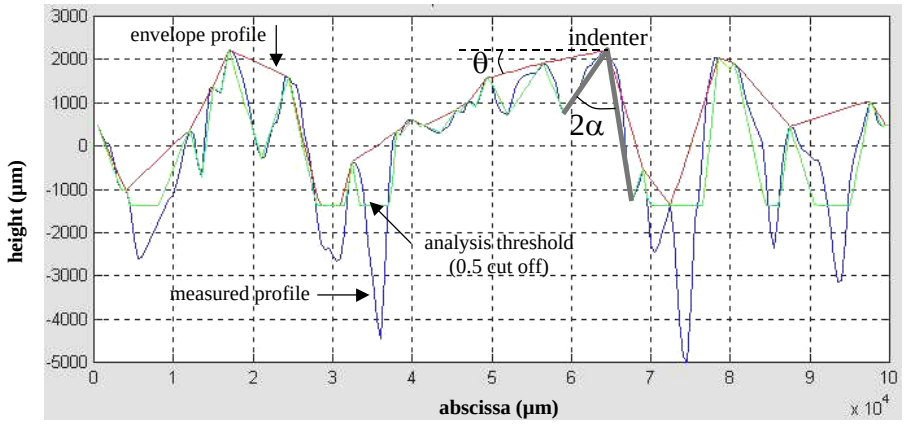


Figure 3.17. Définition des paramètres géométriques de texture. *Figure 3 in [P4]*

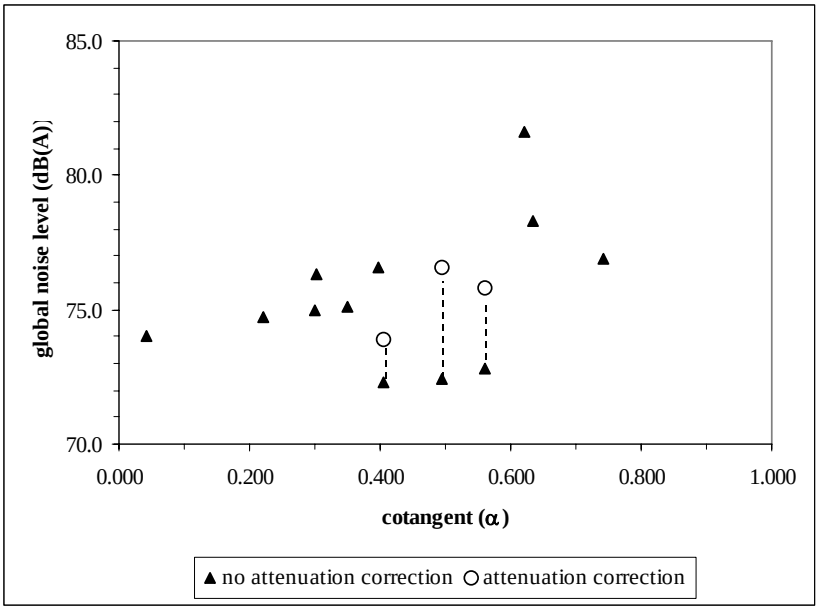


Figure 3.18. Relation entre la forme des indenteurs et le niveau de bruit au passage (90 km/h). *Figure 6 in [P4]*

3.5 Conclusion

Au cours des 6 à 8 dernières années, des progrès sensibles ont été faits dans la modélisation des phénomènes, notamment concernant la réponse vibratoire des pneumatiques, et l'effet dièdre. Les modèles numériques semblent incontournables car seuls eux sont capables de prendre en compte la véritable géométrie en 3 dimensions et les différents constituants du pneumatique. Ils n'en restent pas moins lourds et coûteux à mettre en œuvre, et l'utilisation, en amont de modèles analytiques plus simples pour l'excitation au niveau du contact avec la chaussée sont prometteurs. Il reste encore du travail pour adapter ces modèles à des descripteurs physiques de texture facilement mesurables ou prévisibles au stade de la formulation en laboratoire. Par ailleurs, il reste encore beaucoup d'inconnues : les phénomènes de pompage d'air (air pumping) et de stick/slip sont encore peu explorés, et mériteraient de l'être davantage puisqu'ils contribuent en principe à une partie du spectre d'émission sonore très énergétique. Notamment le rôle de la texture de chaussée dans ces deux derniers phénomènes est sans doute très important alors qu'il a surtout été exploré pour les vibrations induites sur le pneumatique.

En matière de modèles hybrides, l'espoir prend forme de disposer dans un avenir proche d'un outil pour l'optimisation opérationnelle de revêtements de chaussée. D'un côté le modèle Allemand SPERoN (Statistical Physical Explanation of Rolling Noise) développé en collaboration avec l'Université de Chalmers permet de prédire un spectre 1/3 d'octave d'émission sonore au passage de véhicules à partir d'un relevé de texture en 3 dimensions. De l'autre côté,

le modèle Français « HyRoNE », n'est encore actuellement qu'en deux dimensions, mais présente l'avantage de prendre en compte les revêtements poreux. Or on sait que les revêtements les moins bruyants sont tous plus ou moins poreux. Le projet DEUFRAKO-P2RN de collaboration franco-allemande sur le sujet et qui a démarré en avril 2006, et sur lequel je co-anime la partie « bruit de roulement » permettra de comparer les deux modèles, probablement de les faire évoluer, et de les utiliser pour développer un ou deux revêtements de chaussées optimisés pour le bruit. Un véritable challenge dans lequel chercheurs, bureau d'études, administrations routières et entreprises de TP doivent parler un langage commun.

Références bibliographiques

Beckenbauer T., Kropp W. (2006), A hybrid model for analysis and design of low noise road surfaces, *Proceedings of Euronoise 2006*, Tampere, Finland.

Bécot F-X., Thorsson P.J., Kropp W. (2002), An efficient application of equivalent sources to noise propagation over inhomogeneous ground. *Acta Acustica united with Acustica*, 88, 853–860.

Bennerhult O. (1979), Acoustical and mechanical impedances of road surfaces and the influence on tire noise, *International Tire Noise Conference*, Stockholm, Sweden, 185–197.

Boehm F. (1969), *The wheel shimmy phenomenon*, Technical University of Berlin Editions, Germany.

Chang Y.B., Yang T.Y., Soedel W. (1984), Dynamic analysis of a radial tire by finite elements and modal expansion, *Journal of Sound and Vibration*, 96, 1–11.

Clapp T.G., Eberhardt A.C., Kelley C.T. (1988), Development and validation of a method for approximating road surface texture-induced contact pressure in tire-pavement interaction, *Tire Science and Technology*, 16(1), 2–17.

Fadavi A. (2002) , *Modélisation numérique des vibrations d'un pneumatique et de la propagation du bruit de contact*, Thèse de doctorat École Nationale des Ponts et Chaussées, France.

Graf R.A.G, Kuo C.Y., Dowling A.P., Graham W.R. (2002), On the horn effect of a tyre/road interface, part 1: experiment and computation, *Journal of Sound and Vibration*, 256(3), 417-431.

Hamet J-F. (1992), *Modélisation acoustique d'un enrobé drainant, prise en compte des phénomènes de thermoconductivité dans une nouvelle formulation phénoménologique*, Rapport INRETS MMA 9203.

Hamet J-F., Klein P. (2003), *Road stiffness influence on rolling noise*, Technical Report SILVIA-INRETS-008-WP2, INRETS.

Huang S.C., Soedel W. (1987), Response of rotating rings to harmonic and periodic loading and comparison with the inverted problem, *Journal of Sound and Vibration*, 118(2), 253-270.

Johnson K.L. (1985), *Contact mechanics*, Cambridge University Press.

Keltie R.F. (1982), Analytical model of the truck tire vibration sound mechanism, *Journal of the Acoustical Society of America*, 71(2), 359-367.

Kim G.J. (1998), *Wave propagation in tyres and the resultant noise radiation*, PhD thesis, Southampton University, U.K.

Klein Ph. (1998), *Effet dièdre: Etude du modèle de Kropp*, Rapport de l'Institut National des Transports et de leur Sécurité, MMA 9807.

Klein P. (2000), Horn effect characterisation for tire-road noise radiation, *Proceedings of InterNoise 2000*, Nice, France.

Klein P. (2002), Tyre noise horn effect on an absorbing road surface – Semi-analytical modelling using the multipole synthesis, *Proceedings of Forum Acusticum*, Sevilla, Spain.

Klein P., Hamet J.F., Anfosso-Lédée F. (2004), An envelopment procedure for tire/road contact, *Symposium AIPCR sur les caractéristiques de surface de chaussée, SURF 2004* Toronto, Canada.

Krapf K.G. (1979), Vibration measurements and computation for the radial belded tire and the tire noise, *Proceedings of Internoise 79*, 57-65.

Kropp W. (1989), Structure-borne sound on a smooth tyre, *Applied Acoustics*, 26, 181-192.

Kropp W. (1999), A mathematical model of tyre noise generation, *Heavy Vehicle Systems - International Journal of Vehicle Design, Vol 6 (1-4)*, 310-329.

Kropp W., Bécot F-X., Barrelet S. (2000), On the sound radiation from tyres, *Acta Acustica united with Acustica*, 86, 769–779.

Kuo C.Y., Graf R.A.G., Dowling A.P., Graham W.R. (2002), On the horn effect of a tyre/road interface, part II : asymptotic theories, *Journal of Sound and Vibration*, 256(3),433–445.

Larsson K., Kropp W. (2002), A high-frequency three-dimensional tyre model based on two coupled elastic layers, *Journal of Sound and Vibration*, 253, 889–908.

Lucquiaud R. (1988), Outside vehicle noise and surface characteristics, *Proceedings of Internoise 88*, Avignon, France, 1335–1338.

Lui W.K., Li K.M. (2004), A theoretical study for the propagation of rolling noise over a porous road pavement, *Journal of the Acoustical Society of America*, 116(1), 313–322.

Meiarashi S., Fujiwara T., Namikawa Y., Hasebe M. (2006), Noise reduction effect of equivalent continuous A-weighted sound pressure levels by porous elastic road surface and drainage asphalt pavement, *Proceedings Transportation Research Board annual meeting (TRB06)*, Washington, USA.

Nilsson N-A., Sylwan O. (2003), New vibro-acoustical measurement tools for characterization of poroelastic road surfaces with respect to tire/road noise. *10th International Congress on Sound and Vibration*, Stockholm, Sweden, 4343–4350.

Richards T.L. (1990), Finite element analysis of structural-acoustic coupling in tyres, *Journal of Sound and Vibration*, 149, 235–243.

Sameur A. (2004), *Modèle de contact pneumatique/chaussée pour la prévision du bruit de roulement*, Thèse de doctorat, École Nationale des Ponts et Chaussées, France.

Sandberg U. and Ejsmont J.A. (2002), *Tyre/road noise reference book*, Informex.

Sandberg U., Descornet G. (1980), Road surface influence on tire/road noise, *Proceedings Internoise 80*, Miami, Florida, 1–16.

Schaaf K., Ronneberger D. (1982), Noise generation from rolling tires - sound amplification by the “horn effect”, *Proceedings of Internoise 1982*, San Francisco, USA, 131-134.

Soedel W. (1975), On the dynamic response of rolling tires according to thinshell approximation, *Journal of Sound and Vibration*, 41(2), 233-246.

Wullens F., Kropp W. (2004), A three-dimensional contact model for tyre/road interaction in rolling conditions, *Acta Acustica united with Acustica*, 90, 702–711.

Chapitre 4

La mesure du bruit de contact pneumatique-chaussée

4.1 Introduction

Disposer d'une mesure fiable et pertinente du bruit de contact pneumatique-chaussée est un élément capital pour la maîtrise du bruit routier. On a vu que les modèles physiques n'étaient pas encore assez avancés pour que l'on puisse se dispenser d'une mesure acoustique. On a vu également que le développement de modèles hybrides, reposait sur des mesures de bruit de roulement sur site réel : la validité de ces modèles repose donc sur la justesse de ces mesures.

D'un point de vue plus opérationnel, certains revêtements de chaussée apparaissent actuellement comme des outils de réduction du bruit routier à part entière. Il est alors nécessaire d'évaluer leur bénéfice acoustique, afin d'éclairer le choix des maitres d'ouvrages routiers d'une part, et d'introduire cet effet dans des modèles prévisionnels globaux de bruit dans l'environnement d'autre part. La méthode couramment utilisée depuis plusieurs années pour cette évaluation acoustique, consiste à mesurer le bruit au passage de véhicules d'un trafic (ou de véhicules d'essais) en bordure de voie, précisément à 7,50 m de l'axe de circulation et 1,20 m au dessus du sol. Cette méthode « au passage » est bien maîtrisée, elle fait l'objet d'une norme internationale (NF EN ISO 11819-1) et offre une caractérisation assez réaliste du bruit émis dans un environnement routier puisqu'elle peut prendre en compte tous les types de véhicules d'un trafic. Elle a ainsi permis d'évaluer différents types de techniques routières, et de constituer d'importantes bases de données. En France, la base de données regroupant l'ensemble des mesures de bruit de roulement réalisées par les Laboratoires des Ponts et Chaussées depuis 1995 et maintenue au Laboratoire Régional des Ponts et Chaussées de Strasbourg, permet de classer les différentes techniques routières selon leurs performances acoustiques, et d'identifier les moins bruyantes. Ma contribution à cette méthode de mesure « au passage » se limite à l'investigation de l'effet de la température et de l'humidité sur le bruit mesuré.

Mais cette méthode de mesure ne permet qu'une caractérisation ponctuelle du revêtement routier au voisinage du microphone, et de plus, elle est soumise à des conditions de site très restrictives (zone dégagée de tout obstacle, bâtiment, écran, section de route plane et droite, accotements plans et homogènes…) qui la rendent quasi inapplicable dans les zones fortement urbanisées, là où précisément les problèmes de bruit sont aigus. Ainsi, à la demande insistante de nombreuses instances publiques (Ministères de l'Environnement, de l'Equipement) et privées (sociétés de construction routière, sociétés d'autoroutes), une nouvelle méthode a été développée dans le cadre de l'opération de recherche que j'animais, permettant de mesurer en continu le bruit de roulement à proximité d'un pneumatique. Cette méthode « en continu » permet d'évaluer sur un linéaire les performances acoustiques de revêtements de chaussée, sur tout type de réseau, urbain ou interurbain.

4.2 La mesure « au passage » de véhicules : effet de la température

Lorsque la température extérieure augmente, une diminution du niveau de bruit de roulement au passage est observée depuis les années 1980, pouvant atteindre 2 à 3 dB(A). Cet effet serait attribuable à une modification de la génération de bruit au contact pneumatique / chaussée plutôt qu'aux conditions de propagation, puisqu'il s'observe pour des revêtements bitumineux mais pas pour des revêtements en béton de ciment. La prise en compte de cet effet sous forme de termes correctifs permettrait d'améliorer la précision de la mesure de bruit de roulement. Ainsi une recherche expérimentale a été menée pour déterminer une loi de correction applicable aux mesures réalisées pour la caractérisation des propriétés acoustiques des revêtements de chaussées. Il a semblé important également d'étudier si la corrélation avec la température du pneumatique ou de la chaussée était plus pertinente que celle avec la température de l'air.

Dans cette expérimentation, le bruit de roulement au passage sur plusieurs planches routières a été mesuré sous différentes conditions de température (incluant les extrêmes). L'analyse de cette expérimentation est présentée en détails dans le rapport [RL2] et fait l'objet d'un article international [P6]. Elle conclut en une correction linéaire du niveau de bruit de roulement au passage en fonction de la température :

$$L_{Amax}(20^{\circ C}) = L_{Amax}(T) - \boldsymbol{a}\,(T - 20)$$

où L_{Amax} est le niveau de bruit maximum au passage, T la température en degrés Celsius, et $\boldsymbol{a}$ le coefficient de température. L'expérimentation a permis de déterminer ce coefficient pour différents types de revêtements de chaussée, regroupés en trois catégories : bétons bitumineux denses, bétons bitumineux poreux, bétons de ciment.

Tableau 4.1. Coefficients de température reliant le niveau de bruit au passage à 90 km/h à la température de l'air, de la chaussée ou du pneumatique, selon le type de revêtement de chaussée. *Table 5 in [P6].*

In dB(A)/°C	**Dense asphalt**	**Porous asphalt (porosity > 10%)**	**Cement concrete**
$\mathbf{a_{air}}$ **(ref. $\mathbf{T_{air}}$)**	-0.10	-0.06	-0.03
$\mathbf{a_{road}}$ **(ref. $\mathbf{T_{road}}$)**	-0.06	-0.04	-0.02
$\mathbf{a_{tyre}}$ **(ref. $\mathbf{T_{tyre}}$)**	-0.09	-0.05	-0.03

Les connaissances acquises sont en bon accord avec d'autres observations réalisées à travers le monde. Ces connaissances méritent d'être encore approfondies, par exemple en affinant les lois de correction en fréquence, en les validant pour une plus large gamme de pneumatiques standards, et en vérifiant si elles sont identiques pour la mesure du bruit de roulement en continu. Mais l'enjeu des prochaines années est d'harmoniser ces lois entre les acousticiens des différents pays, afin de rendre plus précises et comparables les données expérimentales publiées. C'est le travail du WG27 de l'ISO/TC43 auquel je participe.

4.3 Développement d’une nouvelle méthode « en continu »

4.3.1 Objectifs initiaux

L’objectif principal de la méthode était de pouvoir mesurer de façon opérationnelle et en continu le bruit de contact pneumatique afin d’évaluer les performances acoustiques de revêtements de chaussées. La demande était très forte en France dès 2000, relayée par les représentants de l’Etat (Ministère chargé de l’environnement, Ministère chargé des transports), des collectivités locales, des sociétés gestionnaires d’autoroutes et des entreprises de construction routière. Pour être tout à fait opérationnelle, la méthode devait reposer sur un certain nombre d’exigences :

- méthode applicable sous circulation, avec aussi peu de contraintes de trafic que possible

- méthode applicable aussi bien en milieu urbain encombré à faible vitesse, que sur un réseau de type autoroutier à grande vitesse

- méthode capable d’évaluer un linéaire allant d’une centaine de mètres à plusieurs dizaines de kilomètres

- méthode fiable et d’utilisation économique (automatisation maximum des tâches)

La méthodologie développée devait surtout permettre trois utilisations :

- la caractérisation des performances acoustiques d’une formule de revêtement, afin de constituer un outil d’aide à la maîtrise du bruit (constitution de bases de données de référence pour le choix de couches de roulement peu bruyantes)

- la vérification de spécifications acoustiques imposées lors du renouvellement d’une couche de roulement

- le diagnostic de l'état acoustique d'un itinéraire, afin d’éclairer les stratégies d'entretien d’un réseau routier.

Des systèmes de mesure en continu existaient à travers le monde. Ils avaient été développés en général pour des besoins de recherche et utilisaient pour la plupart le principe d’une roue de remorque instrumentée. Pour des raisons de maniabilité en milieu urbain et de représentativité de la charge, nous avons préféré utiliser le principe d’un véhicule léger instrumenté.

Le projet de recherche-développement que je pilotais a consisté à réaliser cinq prototypes, à définir une méthodologie répondant aux objectifs décrits précédemment, et à valider l’ensemble en termes de pertinence et de fiabilité. Six équipes du LCPC et des LRPC Autun, Clermont-Ferrand, Lille, Melun et Strasbourg ont travaillé sur ce projet, représentant un équivalent de 4 personnes à temps plein pendant 4 ans.

4.3.2 Description du système développé

Le dispositif est constitué de trois microphones montés au voisinage du pneumatique arrière droit du véhicule d'essais par l'intermédiaire de barres profilées aérodynamiques. Deux microphones sont situés à 20 cm du flanc latéral extérieur du pneumatique et à 10 cm de hauteur. Le troisième microphone est situé à l'arrière du pneumatique, dans le dièdre formé par la bande de roulement et la surface de chaussée, à 15 cm de hauteur (figure 4.1) et 80 cm de l'axe de la roue. Cette position présente l'avantage de limiter l'encombrement et les risques de raccrochage en milieu urbain dense. Elle apporte en outre des indications complémentaires quant à l'émission du bruit par le pneumatique. L'ensemble du dispositif a été conçu pour assurer une stabilité suffisante des microphones (faibles vibrations), une transparence acoustique et aérodynamique maximale, ainsi qu'une grande souplesse d'utilisation lors du montage / démontage des capteurs.

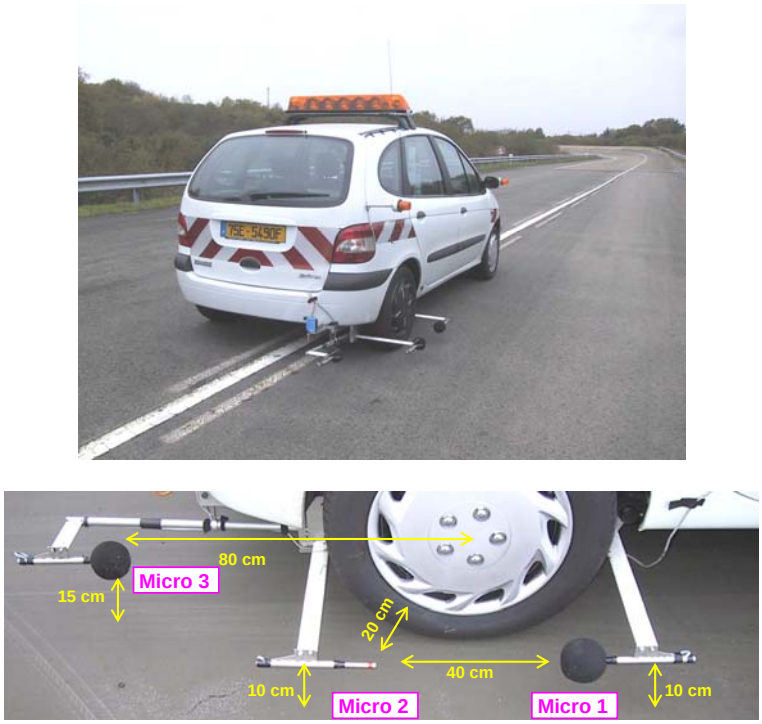


Figure 4.1. Dispositif de mesure en continu du bruit de roulement :
vue générale (haut) et localisation des capteurs microphoniques (bas)

Le système d'acquisition embarqué à bord du véhicule, développé par la Société 01dB-Métravib, comprend 5 canaux : 3 pour les microphones de mesure, un pour l'information tachymétrique et le dernier pour l'enregistrement de commentaires éventuels de l'opérateur lors des mesures. La tachymétrie permet de séquencer l'intégration des signaux acoustiques à chaque pas de distance Δm, mais également de mesurer la vitesse moyenne et de localiser la zone de mesure. Les données acoustiques sont constituées du niveau de pression acoustique équivalent et de son spectre intégrés spatialement (et non temporellement) sur des tronçons de même longueur quelque soit la vitesse du véhicule de mesure. Un logiciel d'analyse a été développé par le LRPC de Clermont-Ferrand pour coder les évènements parasites, filtrer les

échantillons, puis les analyser plus globalement sur la section routière, soit par régression des niveaux sonores en fonction de la vitesse, soit par simple moyenne arithmétique après correction forfaitaire de vitesse. Le mode opératoire complet ainsi que la méthodologie d'analyse des résultats de mesure font l'objet de la méthode LPC n°63 [N2]. Une méthode d'analyse y a été conçue pour chaque application visée du système : caractérisation fine des performances acoustiques de revêtements, contrôle de performances acoustiques après travaux, ou auscultation acoustique à grand rendement d'un itinéraire routier.

L'originalité de ce dispositif de mesure réside dans sa grande maniabilité (tant au niveau du montage que de la mise en œuvre) qui en fait un outil très opérationnel même en milieu urbain. Elle tient aussi au développement d'une méthodologie complète qui accompagne le matériel de mesure, et aux nombreuses validations qui ont soutenu ce développement.

4.3.3 Validations expérimentales du dispositif développé

Le dispositif de mesure qui parait très simple dans sa conception, a nécessité néanmoins un certain nombre de validations afin de garantir sa pertinence et sa fiabilité. L'apport de la recherche à ce développement a donc d'abord consisté à vérifier l'immunité du système de mesures aux perturbations extérieures. Ces perturbations peuvent être :

- intrinsèques à l'équipement de mesure : bruit aérodynamique provoqué par le déplacement des capteurs dans l'air, bruit mécanique du véhicule porteur, bruit des vibrations transmises par le dispositif de montage des capteurs. Elles sont en général permanentes et plus ou moins « inévitables ».

- liées à l'environnement de la mesure : bruit des autres véhicules du trafic, influence d'obstacles avoisinants. Dans ce cas, elles sont temporaires et en principe « évitables ».

Les différents tests de validation ont été décrit dans les diverses publications sur le sujet ([A6], [A7], [A8], [C15], [CN5], [CN6]) et sont récapitulés en détails dans un ouvrage en cours d'achèvement [B5]. Nous ne reprendrons ici que les principaux exemples.

Immunité au bruit aérodynamique

Le déplacement des capteurs de mesures acoustiques dans l'air à grande vitesse, provoque une forte perturbation aérodynamique du signal mesuré. Il était donc important de qualifier et quantifier l'écoulement de l'air autour des microphones, puis d'essayer de quantifier la contribution sonore de la traînée sur les niveaux acoustiques mesurés lors du déplacement. L'objectif final est d'optimiser le choix des protections anti-vent des microphones, et de cerner le domaine de validité de la mesure de bruit de roulement.

Dans un premier temps nous avons testé en statique en laboratoire le dispositif de prise de son dans la même géométrie que sur le véhicule. Le déplacement du véhicule porteur a été simulé par la génération d'un flux d'air variable à l'aide d'un ventilateur, afin de mesurer et analyser les phénomènes aéro-acoustiques induits sur les microphones latéraux (Fig. 4.2). Les écoulements d'air mesurés en statique ont ensuite été comparés à ceux obtenus lors d'essais in situ

en dynamique, à partir d'un véhicule équipé. L'existence d'une forte corrélation entre les deux approches a permis de s'affranchir de la phase d'essais en dynamique, qui demeure lourde, et de multiplier, à moindre coût, les tests d'optimisation des protections microphoniques en statique. Ainsi, plusieurs dispositifs anti-vent et plusieurs dispositions ont été testées. Deux dispositifs anti-vent prometteurs ont été mis au point : l'un en forme d'ogive en mousse, l'autre en forme de cigare qui englobe les deux microphones latéraux (Fig. 4.3).

Figure 4.2. Mesure du bruit aérodynamique subi par les microphones latéraux en veine d'air silencieuse (Ecole Centrale de Lyon)

La protection en ogive s'est finalement avérée peu performante en termes de réduction du bruit aérodynamique. En revanche, la protection bi-microphonique s'est montrée très efficace. Elle induit cependant une légère atténuation acoustique dont il faut tenir compte dans les mesures.

Figure 4.3. Dispositifs de protections microphoniques conçus pour limiter le bruit aérodynamique : protections profilées (gauche), protection bi-microphonique (droite)

La comparaison des niveaux de bruit aérodynamique mesurés avec les niveaux de bruit de roulement mesurées in situ sur des revêtements particulièrement peu bruyants, permet de cer-

ner la zone d'immunité des mesures de bruit de roulement en continu et nous a permis de produire des gabarits d'utilisations de ces protections (Fig. 4.4). On a ainsi montré qu'avec une protection antivent standard, la mesure du bruit de roulement à 90 km/h pouvait restait valide entre 630 Hz et 2,5 kHz, et que cette gamme de fréquence pouvait être étendue entre 400 Hz et 5 kHz en utilisant une protection bi-microphonique (double).

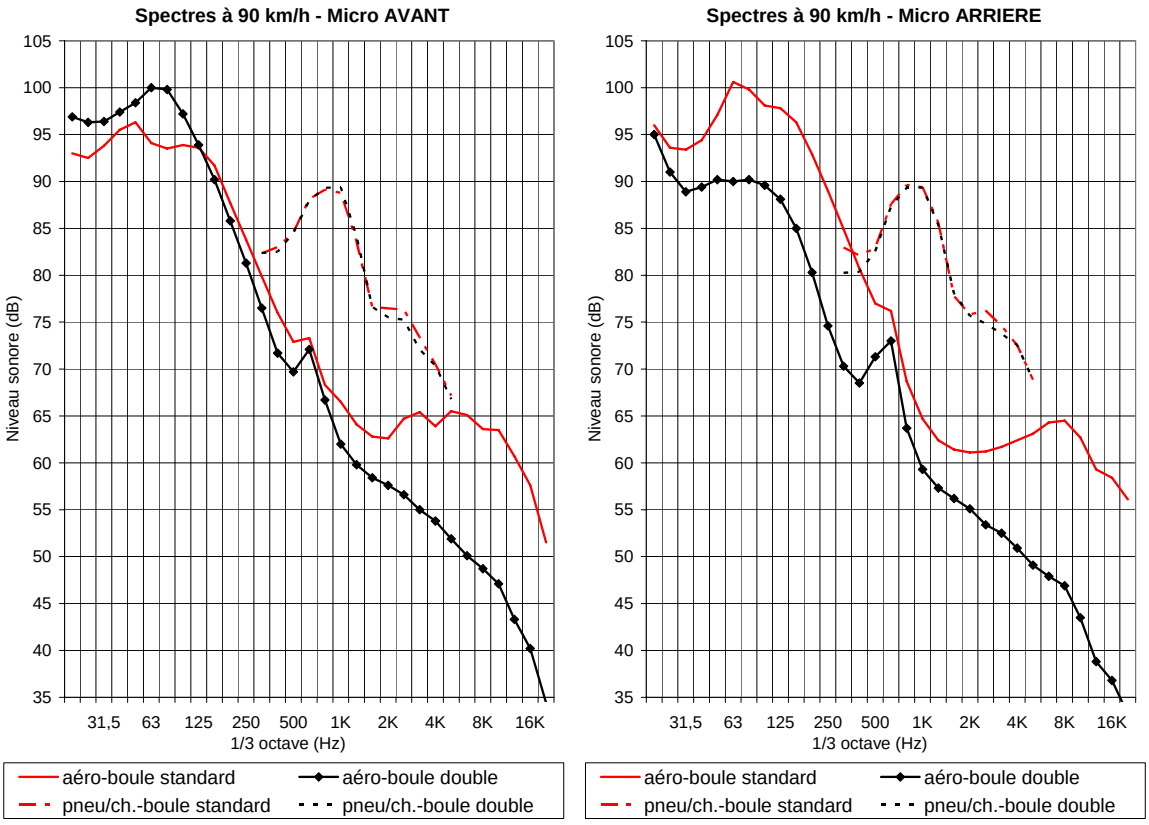


Figure 4.4. Comparaison des spectres de bruit aérodynamique (traits pleins) avec des spectres de bruit de roulement mesurés sur revêtement peu bruyant (BBTM 0/6 type 2) à 90 km/h (traits discontinus). Les mesures respectives ont été réalisées soit avec une boule anti-vent standard (en rouge), soit une protection double englobant les 2 microphones (en noir). *Fig II.28 in [B5]*

Immunité au bruit du trafic environnant

Un objectif prioritaire de cette méthode opérationnelle était de permettre des mesures sous trafic. Pour évaluer l'influence des autres véhicules sur la mesure en particulier dans le cas de croisement ou de dépassement du véhicule instrumenté, une approche expérimentale a été suivie en grandeur réelle et en deux étapes :

- la première dite « statique », consistait à enregistrer sur le véhicule instrumenté à l'arrêt en bord de voie, les niveaux sonores et les vitesses au passage de véhicules de différentes catégories : véhicules légers (VL), utilitaires (UT) et trains routiers (TR). La portion de revêtement a

ensuite été caractérisée acoustiquement par le véhicule de mesure à différentes vitesses. Par addition de la contribution des autres véhicules sur la mesure, On peut ainsi, en fonction de la vitesse des deux contributions, quantifier l'influence maximale du bruit des véhicules du flot de la circulation sur la mesure de bruit de roulement.

- la seconde dite « dynamique », consistait à réaliser une mesure en continu à une vitesse de référence, sans aucun véhicule sur la planche d'essai. Ensuite on effectue la mesure avec des véhicules de catégorie VL, UT et TR, en croisement et dépassement à différentes vitesses, dans des conditions maîtrisées. On compare enfin les mesures avec et sans véhicule perturbateur.

L'expérimentation statique a montré que le microphone arrière est le plus exposé du fait de sa position. Sur la Figure 4.5, on peut observer que pour une vitesse de référence du véhicule instrumenté de 50 km/h et une différence de vitesse de +20 km/h, l'influence atteint 3 dB(A) lors du dépassement par un TR et 1 dB(A) lors du dépassement par un VL. L'influence sur les microphones latéraux reste négligeable sauf pour la catégorie TR avec forte différence de vitesse (1 dB(A) avec 30 km/h d'écart). Par un petit calcul simple, il est possible d'estimer le nombre d'échantillons de mesure pollués par le doublement du véhicule d'essais, en fonction de la différence de vitesse.

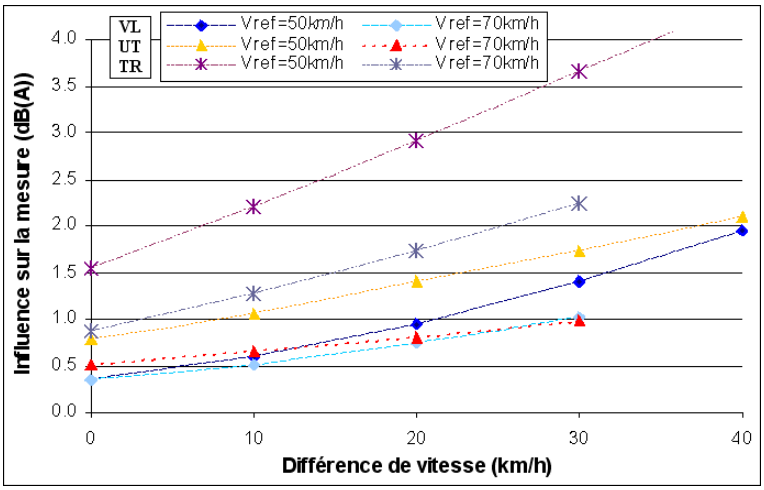


Figure 4.5. Augmentation du niveau sonore sur le microphone arrière lors du dépassement du véhicule de mesure circulant à V_{ref}, par différentes catégories de véhicules : méthode statique. *Fig. 6 in [CN6]*.

Les mesures en dynamique ont permis de confirmer ces résultats. Si le véhicule se fait dépasser pas un TR avec une différence de vitesse de +10 km/h, la distance parasitée est de l'ordre de 120 m (Figure 4.6). Pour un dépassement de +20 km/h, la distance est plus réduite mais l'influence plus élevée. Les véhicules légers ont une influence dans le cas d'un dépassement à partir d'un fort différentiel de vitesse (+30 km/h). Ils affectent surtout le microphone arrière au maximum deux pas d'acquisition.

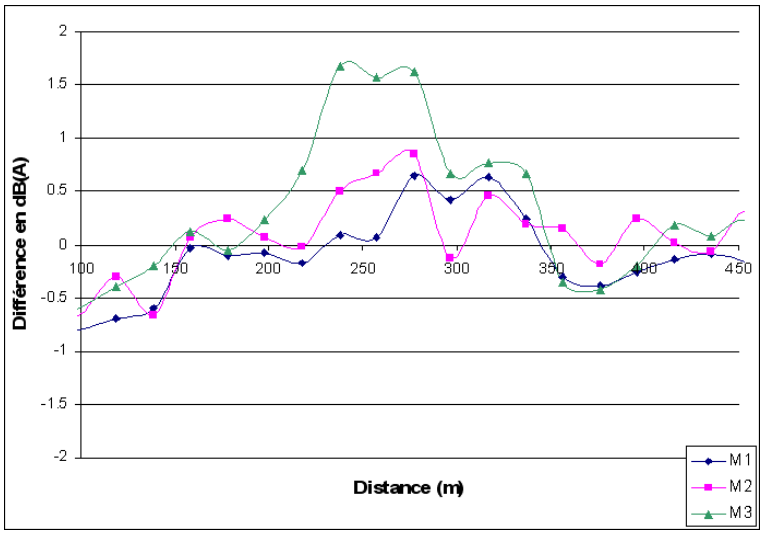


Figure 4.6. Différence de niveaux sonores aux 3 microphones sans/avec dépassement par un TR à +10 km/h (tronçons de 20 m) : méthode dynamique. *Fig. 7 in [CN6]*.

Le cas des croisements a également était traité. En raison d'une distance perturbée plus faible et de l'incertitude de mesure, l'influence des véhicules du trafic est plus difficile à identifier. C'est pourquoi des mesures avec fort et faible trafic ont été réalisées. Dans les deux cas, les résultats (niveau global, spectres et écart type) sont identiques à l'incertitude de mesure près. Cela démontre que les croisements ne sont pas perturbateurs.

Toutes ces analyses ont permis de définir des règles simples permettant aux futurs utilisateurs de la méthode de mesure de mieux maîtriser leur intervention et de fournir des résultats plus justes.

Fiabilité de la méthode

La dernière étape du développement d'une méthode de mesure est la détermination de sa fiabilité. Elle consiste à effectuer et analyser une expérimentation inter-laboratoires assez lourde, comprenant un certain nombre de répétitions de l'essai afin de déterminer la variance de répétabilité et celle de reproductibilité. Ainsi deux lourdes campagnes d'essais inter-laboratoires ont été réalisées : l'une concernant les mesures fines de caractérisation, l'autre concernant les mesures d'auscultation à grand rendement. Six équipes ont participé à ces essais, chacune ayant répété 3 fois les essais sur 8 sections routières différentes, dont 3 sur piste, 2 sur voie rapide, 2 en milieu urbain et 1 sur un itinéraire mixte.

Outre la détermination des indicateurs de fiabilité, l'analyse statistique de tous ces essais a permis de tester la méthode en conditions réelles et d'optimiser la méthodologie. En effet, le nombre de passages ainsi que la résolution spatiale des analyses conditionnent la fiabilité de la mesure, et un optimum devait être trouvé entre une fiabilité suffisante et un coût de mesure limité. Les principaux résultats de ces essais sont récapitulés dans le tableau 4.2 ci-dessous.

Tableau 4.2. Résultats de fiabilité des essais inter-laboratoire de mesure en continu du bruit de roulement pour les différents protocoles.

Type d'application	**Mode opératoire particulier**	**Résolution spatiale (échantillon Δm, exploitation ΔL)**	**Répétab. r (dB(A))**	**Reprod. R (dB(A))**
Module 1 : caractérisation fine d'une formule de revêtements routiers	5 passages à différentes vitesses	Δm = 2m ΔL = planche	0,6	1,0
Module 2 : vérification de performances après chantier	3 passages à vitesse de référence	Δm = 2m ΔL = 20 m	0,6	1,4
Module 3 : auscultation acoustique d'un itinéraire à grand rendement	1 passage à vitesse(s) de référence	Δm = 2m ΔL = 100 m	1,1	2,0

4.3.3 Relation entre les deux mesures : modélisation du filtre de propagation

La caractérisation acoustique des revêtements était faite jusqu'alors à l'aide de mesures de bruit de roulement au passage. Avec le développement d'une nouvelle méthode de mesure en continu, il est intéressant de savoir comment se comparent ces deux méthodes, et si elles permettent de classer de la même façon les revêtements de chaussées en termes de performances acoustiques. L'occasion a été saisie du projet PREDIT « *Relation entre la texture de chaussée et le bruit émis pas le pneumatique* », au cours duquel des mesures de bruit au passage ont été effectuées sur une douzaine de planches routières, pour y introduire en simultané des mesures de bruit de roulement en continu. L'analyse des résultats montre que la différence entre ces deux types de mesure varie entre 19,3 et 23,8 dB(A), et qu'elle dépend non seulement du type de revêtement mais également de la configuration de l'environnement proche de la voie. Les conditions de propagation sur la chaussée et en bordure de voie sont donc primordiales pour comprendre et prévoir la relation entre les deux méthodes. C'est pourquoi, une approche par la modélisation du filtre de propagation a été menée. Ce filtre de propagation est défini comme la différence de niveau sonore entre la mesure CPX et la mesure VM :

$$\Delta L = L_{CPX} - L_{VM}$$

où L_{CPX} est le niveau de pression acoustique mesuré aux microphones latéraux montés sur le véhicule, et L_{VM} celui mesuré au microphone fixe situé en bordure de voie (Figure 4.7).

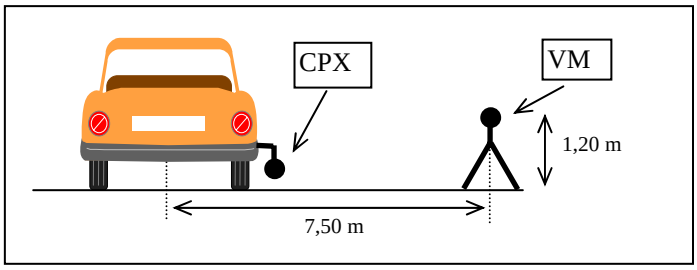
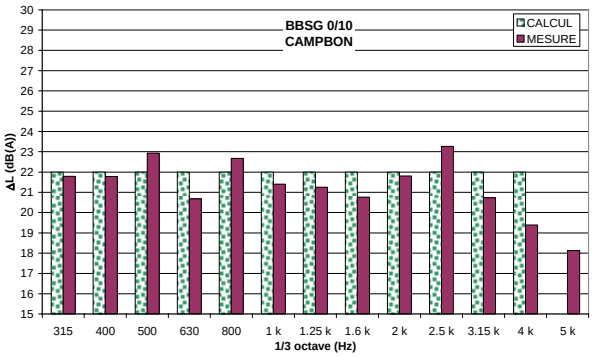
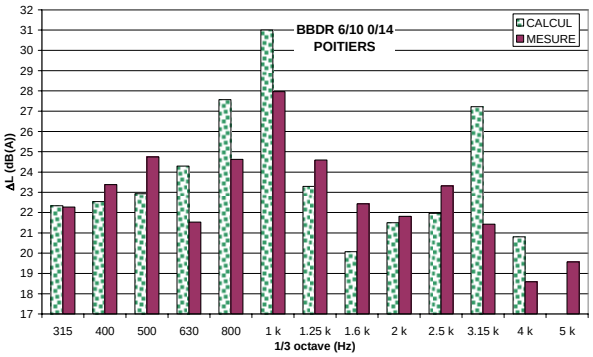


Figure 4.7. Configuration utilisée pour la modélisation *[C17]*.

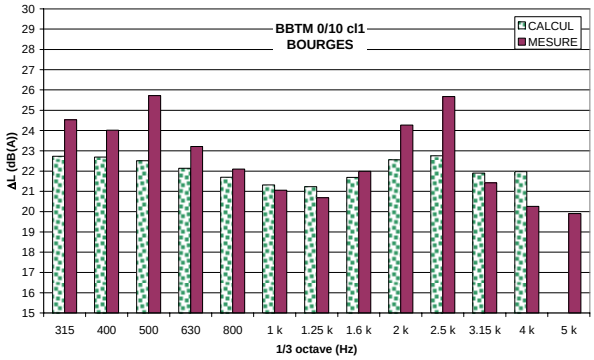
Avec un certain nombre d'hypothèses sur les sources sonores et leur localisation, ainsi que sur la géométrie horizontale de la chaussée et du bord de voie, il est alors possible d'exprimer ΔL en fonction de paramètres géométriques et de termes d'atténuations de l'onde acoustique par rapport au champ libre [C17]. Ces atténuations ont été calculées à l'aide d'un modèle analytique pour les atténuations en bord de voie, et d'un modèle numérique par éléments de frontière pour les atténuations à proximité du pneumatique. Une discontinuité d'impédance peut être introduite entre le véhicule et le microphone en bord de voie. Les filtres de propagation ont ainsi été prédits pour les 12 sites testés par tiers d'octaves puis en niveau global.



(a) site totalement réfléchissant



(b) site totalement poreux



(c) site avec discontinuité : revêtement réfléchissant, accotement en herbe

Figure 4.8. Comparaison entre spectres 1/3 octave des filtres de propagation (ΔL) mesurés et calculés. *De Fig 11 in [R15]*.

Les comparaisons entre la mesure et le modèle sont très encourageantes (Fig. 4.8), compte-tenu notamment des hypothèses simplificatrices faites pour le modèle. Les ordres de grandeur et les variations en fréquence sont assez bien retrouvés par le calcul, ce qui confirme que la différence entre les deux mesures est pilotée principalement par la différence de propagation, plus que par la différence d'émission. Dans l'ensemble, la comparaison entre les mesures et les calculs du filtre de propagation en niveau global dB(A) est bonne, les écarts observés étant en général inférieurs à 1 dB(A) (tableau 4.3).

Tableau 4.3. Comparaison des ΔL globaux calculés et mesurés. *Tableau 6 in [R15].*

Lieu	Type revêtement	ΔL Mesuré dB(A)	ΔL Calculé dB(A)	Différence dB(A)
RD37(85) St Fulgent	ECF 0/6	23,2	23,3	-0,1
RD16(18) Bourges	BBTM 0/10 cl1	22,4	22,0	0,4
RD16(44) Campbon	BBSG 0/10	22,1	22,0	0,1
RD86(49) Meigné	ES MCSG 6/10	23,6	22,9	0,7
RD 785(29) Pont L'Abbé	BBDr 0/10	23,3	24,2	-0,9
A10 Poitiers	BBDR 6/10 0/14	23,8	23,8	0,0
RD 6(03) St Rémy	ES MCDG 10/14 4/6	19,3	23,2	-3,9
RD 906B(03) Bost	ES MCSG 6/10	21,2	22,8	-1,6
RD 480(03) Jaligny	ECF MC 0/2 4/6	21,9	23,3	-1,4
RD 989(03) Neuilly	BBSG 0/10	19,9	22,0	-2,1
Piste LCPC	BBSG 0/10	22,5	22,0	0,5
Piste LCPC	BBDr 0/10	23,3	23,5	-0,2

La base de comparaisons entre mesures et calculs nécessite encore d'être étendue à d'autres configurations et d'autre revêtements. Par ailleurs, le modèle devra aussi être amélioré si l'on veut prévoir finement un niveau de bruit au passage à partir d'une mesure de niveau en continu, en prenant en compte par exemple des profils en travers plus réalistes, et en affinant la localisation des sources.

4.4 Conclusion

Les mesures de bruit de roulement ont permis de développer la connaissance de terrain sur les mécanismes de génération de ce bruit, et sont toujours à l'heure actuelle les outils indispensables au développement de solutions pratiques de réduction du bruit : les pneumatiques comme les revêtements de chaussée sont qualifiés sur le plan acoustique grâce aux mesures de bruit « au passage ». L'amélioration et la généralisation de ces méthodes sont donc des conditions essentielles pour garantir une meilleure maîtrise des moyens de lutte contre le bruit routier.

Les mesures acoustiques en milieu extérieur sont souvent complexes et délicates à mettre en œuvre, à cause des perturbations acoustiques et météorologiques qui les accompagnent. Ainsi, certains tentent de substituer ces mesures, soit à des mesures en salle, soit à des mesures indirectes d'autres paramètres explicatifs plus faciles à caractériser (mesures « Proxi »). Les pre-

mières nécessitent des moyens expérimentaux très importants (bancs à rouleau, salles semi-anéchoïques de très grand volume…), elles sont envisageables pour la qualification sonore de pneumatiques (Sandberg et Ejsmont, 2002) ou même de véhicules (Baumann, 2007), mais restent peu adaptées au test de revêtements de chaussée réels. Les deuxièmes sont mieux adaptées à ce type d'application : ainsi, certains proposent de remplacer les mesures de bruit de roulement par des mesures de texture de chaussée et de s'appuyer sur des modèles pour en déduire les niveaux ou l'effet sonore (Klein et Hamet, 2005). Mais cette approche ne semble pas encore opérationnelle au vu des modèles actuels, et probablement pas dénuée d'inconvénients. Les mesures directes du bruit de roulement sont donc encore largement d'actualité.

J'ai eu la chance, en tant de chercheur, de participer aux différentes étapes de l'élaboration d'une nouvelle méthode de mesure : recherche de l'existant, définition d'un outil, développements, validation, et enfin valorisation de l'outil et de la méthode. Le nouveau système développé s'utilise maintenant dans deux types d'applications :

- une utilisation opérationnelle : quatre LRPC et au moins deux équipements d'entreprises utilisent couramment un véhicule instrumenté, et s'appuient sur la méthode qui l'accompagne [N2]. Cette méthode a d'ailleurs été largement reprise par l'AFNOR qui en a fait une norme expérimentale [N4]. Par ailleurs, il arrive de plus en plus fréquemment que des Maîtres d'Ouvrage soucieux de renouveler leurs couches de roulement par des revêtements peu bruyants, imposent dans les pièces de marché des valeurs limites de bruit de roulement, qu'ils demandent de vérifier avec cette méthode.

- une utilisation recherche : l'outil expérimental a déjà l'objet d'une utilisation originale dans le cadre du projet européen « SILENCE », pour la caractérisation acoustique des discontinuités de chaussées, ces dernières pouvant être dues à des dégradations de la couche de roulement ou des équipements de voiries typiques du milieu urbain (passage surélevés, rails de tramway, plaques d'égouts…) (Bérengier *et al*, 2007). Par ailleurs, l'outil s'avère très adapté au suivi de performances acoustiques dans le temps des revêtements de chaussées, et une expérience originale a été menée récemment sur le périphérique de Nantes. Les résultats seront présentés très prochainement [C25].

Il faut enfin noter que des développements continuent actuellement pour industrialiser ce dispositif de mesure et pour l'implanter sur des véhicules d'auscultation très complets, appelés véhicules « multifonctions ». Ces véhicules permettent d'ausculter simultanément différentes propriétés d'usage des revêtements (mesures d'uni, d'adhérence, relevé de dégradations par image…) en partageant au maximum des fonctions communes (localisation, mesures d'abscisse et de vitesse…) et en utilisant une architecture informatique particulière (dite « Architecture Porte-Outils) qui s'inspire du procédé « plug and play ». Je suis chargée depuis peu d'animer l'équipe de développement de l'intégration de l'appareil acoustique sur ce type de véhicule.

Références bibliographiques

Baumann W. (2007), A Pass by Measurement Chamber down to frequencies below 50 Hz, *Proceedings of Internoise 2007*, Istanbul, Turkey.

Bérengier M., Bendtsen H., Haider M. (2007), A methodology to estimate the effect of pavement management on noise emission in urban areas, *Proceedings of the 9th International Congress on Acoustics*, Madrid, Spain.

Klein P., Hamet J-F. (2005), *END_T Expected pass-by Noise level Difference from Texture level variation of the road surface*, Technical Report SILVIA-INRETS-021-WP2, INRETS.

Sandberg U. and Ejsmont J.A. (2002), *Tyre/road noise reference book*, Informex.

Chapitre 5

Conclusion : Les revêtements de chaussée peu bruyants

5.1 Partager les connaissances et les pratiques

Le partage des connaissances est une préoccupation de tout chercheur, à laquelle il répond par l'enseignement et la publication de ses résultats auprès de ses pairs. Mais sur une problématique à vocation très appliquée comme le bruit routier, le transfert de connaissances de la recherche vers les utilisateurs finaux (souvent désignés par « *end users* » dans le vocable anglo-saxon) me paraît aussi fondamental. C'est ainsi que je n'ai jamais hésité à participer à des actions de dissémination dépassant le cadre académique, telles que des contributions à des ouvrages, des articles ou des conférences destinés à des décideurs publics ou à des utilisateurs de terrain ([B2], [B4], [A1] à [A9], [S7], [S9] à [S11]), ou même participer à des salons professionnels. Certaines de ces actions impliquent parfois de quitter temporairement le métier de chercheur pour celui d'expert, et de se rapprocher des professionnels d'un secteur. J'illustrerai ce propos par la thématique des revêtements peu bruyants.

Il a été reconnu au niveau français (Circulaire 97-110, 1997) comme européen (CEC, 1996), que « *l'utilisation de revêtements de chaussée dits "peu bruyants" peut être considérée comme un complément aux moyens de protection traditionnels* ». Dans ce cadre, les méthodes d'évaluation des performances acoustiques des revêtements constituent un outil indispensable pour la maîtrise de leurs qualités sonores, et pour la constitution de base des données de référence, qui aideront à réduire significativement le bruit de trafic. Il est donc apparu important de mettre en commun, au moins à l'échelle européenne, les connaissances et les pratiques en matière de revêtements peu bruyants.

C'est ainsi que le projet européen SILVIA (« *Sustainable Road Surfaces for Traffic Noise Control* ») a réuni des spécialistes de matériaux de chaussée, de propriétés de surface de chaussées, des économistes et des acousticiens, avec pour objectif principal de produire des recommandations à l'attention de non-spécialistes en acoustique, pour l'utilisation, la conception et l'entretien de revêtements de chaussée peu bruyants. Le manuel final ([B4]) fait une synthèse des résultats de recherches en matière de revêtements de chaussée peu bruyants en Europe. Outre cette compilation bibliographique, le projet a permis de comparer les méthodes expérimentales d'évaluation des propriétés de ces revêtements (bruit de roulement en continu, texture, absorption acoustique) à travers une importante campagne d'essais inter-laboratoires en Allemagne [R9] [R10]. Ces essais ont permis de comparer le véhicule de mesure en continu du bruit de roulement développé au LCPC avec les systèmes Anglais, Hollandais, et Polonais basés sur principe d'une remorque instrumentée. Par ailleurs, nous avons bâti à l'attention des Administrations routières, un système complet d'évaluation des propriétés acoustiques de revêtements de chaussée, pour leur classification, leur vérification et leur suivi dans le temps. Ce système est en voie d'être adopté dans plusieurs pays. En France, le système a été repris et simplifié par le GNCDS, groupe national paritaire entre représentants de

l'Administration et les entreprises routières. Cette procédure nationale fait actuellement l'objet d'une campagne expérimentale de validation dont je suis chargée de faire la synthèse. Enfin, le projet SILVIA a montré que les technologies de revêtements peu bruyants pouvaient s'intégrer parmi les autres moyens de réduction du bruit routier, en faisant le point sur leur complémentarité, et en proposant un modèle d'évaluation des coûts et bénéfices (Morgan, 2006).

Pour illustrer les efforts de recherche consacrés ces derniers temps en Europe sur l'utilisation de revêtements de chaussée peu bruyants, il faut citer l'impressionnant programme Hollandais d'innovation sur le bruit routier « IPG » (*Innovatieprogramma Geluid voor wegverkeer*). La Hollande qui est un pays à très forte densité de population, avec un réseau routier extrêmement développé et chargé, fait face à d'importants problèmes liés au bruit routier. Multiplier les écrans antibruit reviendrait beaucoup plus cher à la communauté que le recours aux solutions de réduction du bruit à la source. La Hollande a donc lancé un projet national de grande ampleur (budget de plus de 50 Millions d'euro de 2003 à 2007) qui vise à déterminer les potentielles réductions de bruit par l'amélioration des revêtements, des pneumatiques et des écrans antibruit, à mener des recherches scientifiques pour accroître les connaissances permettant d'atteindre ces réductions sonores, et à développer les technologies nécessaires pour la généralisation de l'application à l'échelle du pays de ces techniques. Mon rôle dans ce projet a été de participer au groupe de six experts étrangers constituant le Conseil Scientifique, et chargé d'auditer et conseiller deux fois par an les responsables du projet sur les aspects scientifique et technique. Cette position permet en outre de participer à la dissémination des connaissances bilatérales. C'est ainsi qu'un modèle hybride proche de ceux validés dans le cadre du projet Franco-Allemand « P2RN » est également développé dans le projet Hollandais. Une comparaison entre ces modèles permettra de progresser et aboutir à un outil de prévision plus complet et éprouvé. De même, les revêtements peu bruyants utilisés en France (BBTM 0/6 de type 2) sont sérieusement mis à l'étude en Hollande, notamment pour la durabilité de leurs propriétés. Enfin, les revêtements poro-élastiques, développés au Japon et testés actuellement en Hollande, seront peut-être les revêtements antibruit de demain en France.

Enfin, en matière de méthodes de mesure, il est aussi indispensable d'avoir des références communes dans tous les pays, afin de comparer avec précision les performances des revêtements de chaussée. C'est ainsi que je suis impliquée depuis plusieurs années dans les groupes de travail de commissions de normalisation, françaises ou internationales. Un gros enjeu existe actuellement sur les méthodes de mesure du bruit de roulement en continu, car elles sont destinées à permettre de vérifier des niveaux de performances contractuels préconisés dans les marchés publics.

5.2 Vers une approche intégrée des moyens de lutte contre le bruit routier

Si certains revêtements de chaussées peuvent être utilisés comme moyens de réduire le bruit routier, ils sont encore rarement utilisés seuls, à la place d'autres moyens tels que les écrans antibruit ou les traitements de façade. Il convient donc de bien faire attention à la complémentarité entre ces différents moyens, et on l'a vu au début de ce mémoire, l'utilisation conjointe

de moyens de réduction du bruit n'aboutit pas nécessairement à la somme des réductions individuelles.

Cette intégration des revêtements peu bruyants parmi les autres moyens de réduire le bruit routier a fait l'objet d'une étude particulière dans le cadre du projet « *SILVIA* ». Une synthèse des recherches menées sur leur complémentarité avec les écrans antibruit, les systèmes optimisés de joints de ponts et les traitements de façade a été réalisée [R13] et incluse dans les recommandations finales [B4].

En effet, il n'existe pas un moyen unique de réduire le bruit routier mais un ensemble d'outils qui peuvent parfois être complémentaires, mais qui ont chacun leurs avantages et leurs limites. Et dans la recherche de solutions optimales, il est nécessaire de prendre en compte la pérennité dans le temps de l'efficacité de ces solutions. Les écrans antibruit voient leurs performances anéanties par les dégradations (vandalisme, accident…). L'efficacité des revêtements de chaussée peu bruyants diminue également dans le temps en raison du colmatage et des dégradations dues à l'usure et à la fatigue. Ce problème de durabilité est au cœur des préoccupations des maîtres d'ouvrage, et il convient de leur apporter une réponse. Afin d'apporter des éléments de réponse, j'ai lancé il y a deux ans, en collaboration avec les équipes d'acoustique des LRPC Strasbourg, Lyon, Lille, Clermont-Ferrand et Autun, une action de recherche sur le vieillissement acoustique des revêtements de chaussée. Ce programme vise à suivre l'évolution dans le temps du bruit de roulement, mais aussi des caractéristiques de texture et d'absorption acoustiques d'une douzaine de planches routières. Les études de pérennité sont souvent longues et délicates, car les variations sont souvent du même ordre de grandeur que la précision des mesures.

5.3 Perspectives

- La problématique du bruit de contact pneu-chaussée sera-t-elle toujours d'actualité dans 10 ans ? On peut le supposer en s'appuyant sur l'observation de l'évolution des pratiques automobiles. Les constructeurs n'ont cessé de réduire le bruit émis pas les moteurs de véhicules, légers ou lourds, rendant ainsi le bruit émis par les pneumatiques prédominant, même dans des conditions de fonctionnement typiques du milieu urbain. On peut aussi imaginer que la forte augmentation du prix des carburants va favoriser le développement de véhicules à moteurs électriques beaucoup moins bruyant que les moteurs à essence, notamment en régimes typiquement urbains. Le bruit de contact pneumatique-chaussée deviendra alors la principale source de bruit des véhicules routiers dans la quasi-totalité des situations. A contrario, on peut également observer la tendance au cours des dernières années à équiper les véhicules de pneumatiques de plus en plus larges, et donc a priori plus bruyants. On peut imaginer le développement un jour de véhicules sans pneumatiques, se déplaçant en sustentation (pas coussins d'air ou systèmes magnétiques…) mais cette vision est encore trop futuriste pour être considérée.

- Il est donc légitime de poursuivre une action de recherche sur les mécanismes fondamentaux de génération de bruit de contact pneumatique-chaussée, leur modélisation et les techniques de réduction. Cette action trouve parfaitement sa place dans la recherche publique, et le partenariat avec des entreprises routières a jusqu'à présent été constructif. Mais il semble nécessaire de développer les liens avec l'industrie automobile et les pneumaticiens,

car seule une action conjointe pneumatiques / véhicules / route sera efficace pour réduire le bruit de trafic. A titre d'exemple, les acousticiens de la route tentent depuis plusieurs années de définir les caractéristiques d'un pneumatique de référence pour comparer entre elles les propriétés acoustiques des revêtements de chaussées, alors qu'en même temps, les pneumaticiens et industriels de l'automobile tentent de définir les propriétés d'un revêtement de chaussée de référence pour homologuer les pneumatiques en termes d'émission sonore. Les liens entre les acousticiens de la route et ceux de l'automobile seront d'ailleurs indispensables pour étendre les connaissances acquises jusqu'à présent sur les véhicules légers à d'autres types de véhicules, notamment les poids-lourds et les 2-roues, dont les caractéristiques et les modes de fonctionnement sont différents. Un effort de caractérisation acoustique de ces sources sonores dans leurs divers modes de fonctionnement doit être poursuivi, afin d'affiner les modèles prévisionnels et de proposer des solutions de réduction du bruit.

- En matière de revêtements de chaussée peu bruyants, il conviendrait d'étendre la caractérisation de leur efficacité à des conditions d'environnement et d'utilisation variées : conditions de circulation de type urbain (faible vitesse, accélérations / décélérations), en rampe, sur chaussée mouillée, interaction avec des écrans anti-bruit… L'introduction des caractéristiques fines de tel ou tel revêtement de chaussée dans les modèles de propagation du bruit dans l'environnement n'est sans doute pas indispensable. Actuellement, certains modèles utilisent des valeurs forfaitaires de réduction d'émission (revêtement bruyant, intermédiaire ou peu bruyant) et cela semble donner satisfaction. En revanche, les recherches doivent se poursuivre sur le développement de techniques de chaussée moins bruyantes adaptées à leur contexte (urbain ou non), la généralisation de méthode de mesure pour établir des bases de données permettant de mieux sensibiliser les gestionnaires de réseaux et les décideurs publics, et surtout, continuer à étudier le problème de la pérennité de ces techniques de chaussée. Il est en effet nécessaire de mieux maîtriser la durée de vie des revêtements peu bruyants, mais aussi la durée de leurs performances acoustiques. La difficulté de telles recherches est, par essence même, la longueur de temps nécessaire à l'observation. Cette durée est malheureusement peu compatible avec celle de la plupart des projets de recherche appliquée. Les tests de vieillissement accéléré ne sont pas toujours très représentatifs. L'utilisation de modèles prévisionnels de bruit de contact pneumatique-chaussée pourrait apporter un élément de réponse, si tant est que l'on connaisse l'évolution dans le temps des caractéristiques de surface des revêtements. Mais l'observation de terrain reste une approche indispensable pour l'analyse du vieillissement dans des conditions de dégradation réelles.

- Enfin, concernant la modélisation du bruit de contact pneumatique-chaussée, l'excitation dans la zone de contact doit encore être affinée. Plusieurs domaines s'intéressent à ce contact, notamment ceux concernant la sécurité routière (adhérence), l'énergétique (résistance au roulement et émission de CO_2) et les matériaux (résistance à l'arrachement). Il semble là aussi qu'un rapprochement entre les différents spécialistes de ces disciplines soit bénéfique sur le plan de la connaissance scientifique, l'harmonisation des outils d'évaluation et la diffusion des connaissances auprès des utilisateurs finaux directement concernés par les propriétés de surface des revêtements de chaussée.

Références bibliographiques

Circulaire 97-110 (1997), Circulaire n° 97-110 du 12 décembre 1997 *relative à la prise en compte du bruit dans la construction de routes nouvelles ou l'aménagement de routes existantes du réseau national*, Bulletin Officiel du Ministère de l'Equipement n° 331-98/7 du 25 avril 1998.

CEC (1996), Future noise policy, European Commission Green Paper COM(96) 540, final, Commission of the European Communities, Brussels.

Morgan P.A. (Editor) (2006), *Guidance manual on the implementation of low-noise surfaces*, FEHRL report 2006/02, FEHRL Brussels, Belgium (available from www.trl.co.uk/silvia)