

# Journées d'étude **Bruit du Trafic Routier**

22-23 novembre 2001

**NANTES** (France) - Cité des Congrès

## **Recherches physiques sur le bruit de roulement dans les projets 'TEXTURE & BRUIT' et S.I.R.U.US.**

Jean-François Hamet<sup>a</sup>, Philippe Klein<sup>a</sup>

<sup>a</sup>INRETS LTE, 25, av. François Mitterrand, F69675 Bron cedex.  
Tél. 04 72 14 24 02 – Fax 04 72 37 68 37 – Email: [hamet@inrets.fr](mailto:hamet@inrets.fr)  
Tél. 04 72 14 24 06 – Fax 04 72 37 68 37 – Email: [klein@inrets.fr](mailto:klein@inrets.fr)

**Résumé :** Les recherches et résultats présentés concernent le projet PREDIT 'Texture & Bruit' et le projet européen S.I.R.U.US. Ils portent plus particulièrement sur l'influence du profil de texture de la chaussée sur le bruit de roulement, et sur celle de l'effet dièdre sur le rayonnement acoustique. L'enveloppement du profil de texture dans une modélisation hybride améliore les corrélations entre bruit de roulement et spectre de texture et devrait permettre à terme d'intégrer la famille des revêtements drainants dans les modèles. Reste cependant à inclure comme deuxième paramètre l'absorption (ou l'impédance) acoustique. La modélisation de l'effet dièdre en 3D met en avant les surestimations aux basses fréquences données par la modélisation 2D. Celle-ci est cependant la seule, pour le moment, à prendre en compte de façon opérationnelle l'absorption acoustique du revêtement dans le calcul de l'effet dièdre. Les méthodes de mesure sont abordées dans une deuxième présentation.

**Abstract :** The research and results presented in this paper relate to the PREDIT 'Texture & Noise' and to the S.I.R.U.US. projects. The road profile texture influence on rolling noise and the horn effect influence on tire radiation are addressed. Enveloping the road texture profile in a hybrid approach improves the correlations between the rolling noise and the texture spectrum and should at term enable the incorporation of the porous surfaces in the prevision models. The acoustic absorption (or impedance) remains however to be included as second parameter. The horn effect modelling in 3D highlights the overestimation at low frequencies by 2D models. However, 2D models are presently the only ones to take into account, on an operational basis, the road acoustic absorption in the horn effect evaluation. Measurement methods are addressed in a second paper.

### **INTRODUCTION**

Les phénomènes mis en jeu dans le bruit de contact pneumatique-chaussée et les lois correspondantes sont décrits dans [1]. L'état des connaissances est donné dans [2]. Le présent article est consacré à la présentation des recherches effectuées dans le cadre des projets PREDIT "TEXTURE & BRUIT"[3] et PCRD S.I.R.U.US [4]. Les méthodes de mesure font l'objet d'une autre communication [5].

Le projet 'TEXTURE & BRUIT' vise à mettre en œuvre des procédures de mesure et de traitement appropriées à l'évaluation de relations entre les caractéristiques de la chaussée (profil de texture, absorption acoustique, rigidité mécanique) et l'émission acoustique du pneumatique dans le domaine des basses et moyennes fréquences. Le projet S.I.R.U.US. vise à développer et réaliser des chaussées silencieuses. Les recherches et modélisations acoustiques entreprises

dans ces deux projets sont axées sur le rôle joué par la chaussée sur le bruit de roulement (ceci ne signifie pas que le rôle du pneumatique soit considéré comme négligeable).

La compréhension du bruit de roulement, sa maîtrise à travers des actions sur le revêtement, impliquent de développer des modélisations permettant d'établir des relations quantitatives entre les caractéristiques de la chaussée et le bruit mesuré au passage. Si des recherches ont été entreprises dès les années 70, les modélisations se sont surtout fortement développées à partir des années 90.

On distingue les modèles purement statistiques, les modèles purement déterministes, et les modèles hybrides [6].

La modélisation statistique vise à établir les relations entre quantités mesurées. Le plus connu est celui de Sandberg et Descornet [7].

La modélisation déterministe utilise une représentation physique des phénomènes mis en jeu pour évaluer le bruit de roulement. Un exemple est le modèle analytique proposé par Kropp [8, 9]. Il est utilisé dans le projet S.I.R.U.S.

La modélisation hybride est une combinaison des deux approches. Pour établir la relation texture/ bruit par exemple, une démarche largement suivie aujourd'hui est d'évaluer les forces de contact mises en jeu (en utilisant un modèle physique), puis d'établir les relations entre le spectre de forces et le spectre de bruit au passage (modèle statistique). La première tentative semble être due à Clapp [10]. Cette démarche est utilisée de deux façons dans le projet PREDIT 'Texture & Bruit'.

Les modélisations physiques sont appropriées à la compréhension des phénomènes et aux études de sensibilité, les modélisations hybrides sont mieux adaptées aux besoins des industriels en Recherche & Développement ainsi qu'à ceux de la maîtrise d'ouvrage.

## BRUIT DE ROULEMENT MODELES HYBRIDES

Le modèle statistique de Sandberg et Descornet donne les corrélations entre le spectre de texture de la chaussée et le spectre de bruit au passage. Il fait ressortir deux plages de [longueurs d'onde de texture, fréquences sonores] pour lesquelles de fortes corrélations entre niveaux de texture et niveaux de bruit sont observées. La première concerne les longueurs d'onde supérieures à 10 mm et les fréquences inférieures à 1 kHz. Dans ce domaine, plus le niveau de texture est important, plus le bruit est important. Il correspond à la mise en vibration du pneumatique par les irrégularités géométriques de la chaussée (bruit basse et moyenne fréquence). La deuxième concerne les courtes longueurs d'onde et les hautes fréquences. Dans ce domaine, plus la texture est importante, plus le bruit est faible. Il correspond au phénomène d'air pumping (bruit haute fréquence). D'où une première règle utilisée dans la conception de chaussées silencieuses: 'faible mégatexture forte macrotexture' [11]. Basés sur des démarches expérimentales similaires, des modèles ont été proposés qui permettent d'évaluer en dB(A) le bruit global au passage à partir du spectre du profil de texture [12, 13, 14].

Ces relations ne sont pas vérifiées sur les revêtements poreux, aussi bien dans le domaine des basses et

moyennes fréquences - où la présence des pores dans les profils entraîne une surévaluation du niveau de texture - que dans celui des hautes fréquences où la réduction du bruit provoquée l'absorption acoustique n'est pas prise en compte. Pour résoudre ce problème et intégrer la famille des revêtements poreux dans les relations texture/ bruit deux actions doivent être entreprises, l'une sur la texture (meilleure prise en compte du contact) l'autre sur l'absorption (introduction du coefficient d'absorption dans le modèle statistique comme deuxième variable). La nécessité de mieux prendre en compte le contact est mise en évidence sur l'exemple de la FIGURE 1.

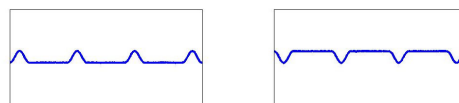
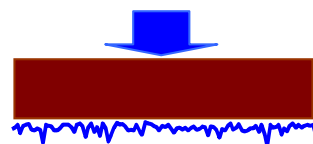


FIGURE 1 spectres de profil identiques mais bruits différents

## Modèle hybride statique

Deux variantes sont utilisées. L'une évalue le profil de chaussée tel qu'il est vu par le pneumatique (profil enveloppé), puis établit la relation statistique entre le spectre du profil enveloppé et le spectre de bruit mesuré. L'autre évalue les forces de contact puis établit la relation statistique entre le spectre des forces et le spectre de bruit mesuré. Dans chaque cas, une modélisation est effectuée (évaluation du profil enveloppé, évaluation des forces) avant d'appliquer la procédure statistique. D'où la dénomination de modélisation hybride. Un enveloppement du profil par un processus itératif de lissage a été proposé par Descornet [15]. Une approche plus physique a été proposée par Clapp [10]: le pneumatique est assimilé à un massif de gomme élastique semi-infini, indenté par le profil sous l'action de la charge appliquée. Le modèle permet de déterminer la déformation de la gomme ainsi que la répartition des efforts. Dans son étude, Clapp a cherché à mettre en relation, non pas le spectre du profil enveloppé mais le spectre des efforts. Le modèle hybride SPERoN [16] utilise cette procédure.



La démarche adoptée dans le projet Texture & Bruit est similaire à celle de Clapp quant à la modélisation du pneumatique par un massif de gomme élastique (l'algorithme développé est cependant différent) et à celle de Descornet car la mise en relation est effectuée entre profil enveloppé et bruit et non entre efforts

de contact et bruit. Une première application a été effectuée sur un ensemble de 12 revêtements routiers dont quatre poreux [17]. Sans enveloppement, les relations obtenues sur les revêtements imperméables sont conformes à celles de Sandberg et Descornet, les revêtements poreux constituent une catégorie à part..

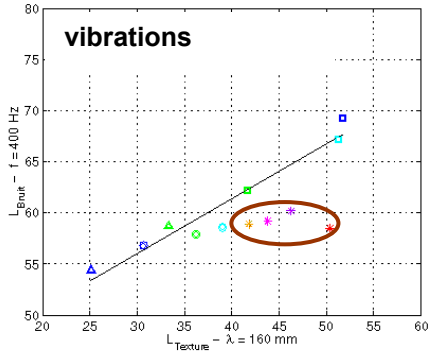


FIGURE 2 exemple de corrélation entre niveau de bruit et niveau de texture non enveloppée. Les points entourés correspondent aux revêtements poreux

Les corrélations sont évaluées sur 21x18 couples [1/3 oct. texture, 1/3 oct. bruit]; l'illustration donnée (FIGURE 2) correspond au couple [160 mm, 400 Hz].

La technique de l'enveloppement réduit le niveau de texture du profil. Elle permet de mieux prendre en compte les revêtements poreux dans les relations bruit/texture, au moins dans le domaine des basses fréquences (FIGURE 3).

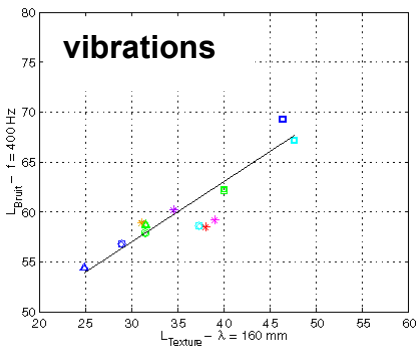


FIGURE 3 relation bruit/texture sur les profils enveloppés (comparer à FIGURE 2)

L'enveloppement dépend de l'élasticité de la gomme. Une illustration est donnée FIGURE 4 pour deux profils: un béton bitumineux standard (profil du haut), un enrobé drainant. L'effet est important dans le domaine des courtes longueurs d'onde sans toutefois être négligeable dans les plus grandes longueurs d'onde. Les revêtements les plus affectés sont les enrobés drainants et les enduits superficiels.

La valeur du module d'élasticité de la gomme doit être déterminée expérimentalement à partir d'un ensemble de revêtements: c'est la valeur qui fournit la meilleure relation statistique, tous types de revêtements confondus.

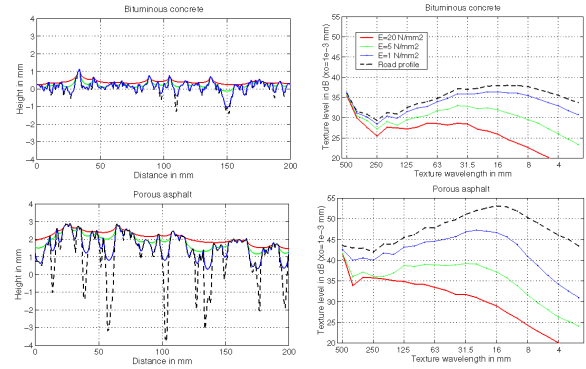


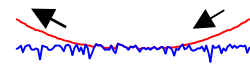
FIGURE 4 enveloppement(gauche); et spectres de texture correspondants (droite). Paramètre: module d'élasticité de la gomme

Un modèle hybride ne peut donc être développé que sur la base d'un échantillonnage de revêtements suffisamment large et représentatif. Le travail effectué dans le cadre de la recherche Texture & Bruit doit être considéré comme préliminaire, il demande à être complété par d'autres mesures.

## Modèle hybride dynamique

Le modèle hybride présenté plus haut est statique: le milieu élastique est appliqué sur toute la longueur du profil. Un modèle hybride dynamique est en cours de développement qui évalue le profil enveloppé à partir des forces de contact du pneumatique modélisé en roulement [18]. Cette procédure permet d'évaluer l'effet de filtrage par la zone de contact.

Le modèle fournit l'évolution au cours du temps des forces d'interaction dans la zone de contact. Celle-



ci est de longueur finie et se déplace sur le profil de texture au cours de la rotation du pneumatique. La force exercée sur une aspérité donnée évolue donc entre l'entrée et la sortie de la zone (FIGURE 5). Dans la démarche adoptée, le profil enveloppé  $z(x)$  est déterminé à partir de la force  $F(t)$  au centre de la zone de contact par la relation  $z(x) = F(x/v)/s$ , où  $s$  est la raideur de la gomme et  $v$  la vitesse de roulement. Une illustration de résultat est donnée FIGURE 6 pour un roulement à 80 km/h.

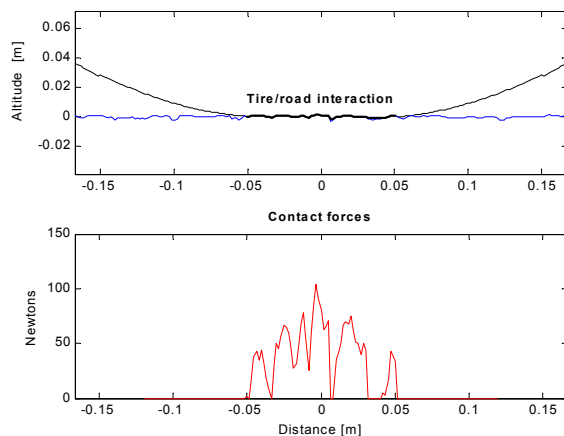


FIGURE 5 interaction pneumatique chauffée à un instant donné: déformée (graphe supérieur) et forces de contact.

Les premières investigations semblent indiquer que les efforts développés à l'interface peuvent être considérés comme indépendants de la vitesse.

Comme pour la procédure statique, l'enveloppement dépend de la raideur de la gomme du pneumatique (il dépend aussi ici des caractéristiques du pneumatique). La valeur de la raideur peut cependant être ici déterminée par des mesures spécifiques, directes ou indirectes (cf. infra).

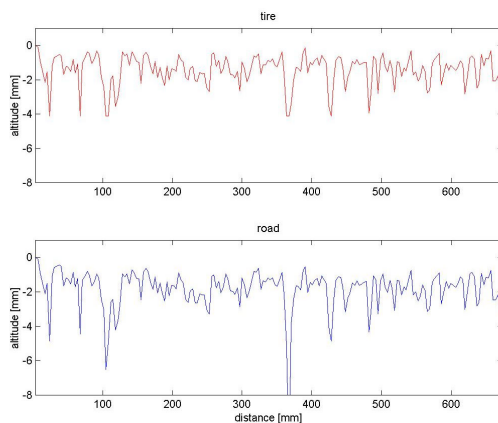


FIGURE 6 Bas: profil mesuré.  
Haut: profil enveloppé par la méthode dynamique.

## Perspectives

Les modèles statistiques ou hybrides sont basés sur des mesures. Il présentent l'avantage de donner des estimations réalistes, tout au moins tant que ces estimations portent sur des revêtements appartenant à la même 'famille' que ceux utilisés pour l'élaboration du modèle. L'extension de leur application à d'autres ty-

pes de revêtements nécessite des mesures complémentaires, voire l'introduction de paramètres supplémentaires. Pour prendre en compte par exemple les enrobés drainants dans les modèles établis pour les revêtements imperméables, il ne suffit pas d'envelopper le profil de texture; il faut aussi introduire comme autre paramètre le coefficient d'absorption (ou l'impédance) acoustique du revêtement (voir aussi plus loin le cas des textures transversales). Des recherches sur ce sujet sont en cours.

## BRUIT DE ROULEMENT: MODELE DETERMINISTE

Les modèles déterministes du bruit de roulement utilisent une représentation physique des phénomènes mis en jeu pour évaluer le bruit de roulement. Ils peuvent être utilisés pour évaluer l'influence du pneumatique sur le bruit (en utilisant un revêtement de référence), ou celle de la chaussée sur le bruit en utilisant un pneumatique de référence). Dans les deux cas une modélisation du pneumatique est indispensable.

Nous utilisons le modèle proposé par Kropp [8]. Il est composé de trois parties:

- la modélisation du pneumatique
- la modélisation de l'interaction pneu/chaussée
- la modélisation du rayonnement.

Les recherches visent ici à évaluer l'influence de la chaussée sur le bruit, le pneumatique de référence est pris à surface lisse.

## Le pneumatique

La carcasse du pneumatique est modélisée par une plaque mince orthotrope sous tension (pression de gonflage), reposant sur une semelle élastique (l'air sous pression) repliée sur elle même (circulaire) et fixée sur ses bords (jante).

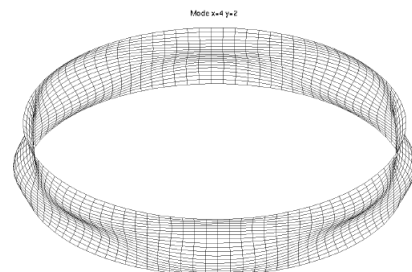


FIGURE 7 exemple de mode de vibration

Selon les besoins de l'étude, l'état vibratoire de la carcasse peut être décrit par des modes (déformées et

fréquences associées) ou par des ondes propagatives: les résultats sont numériquement les mêmes.

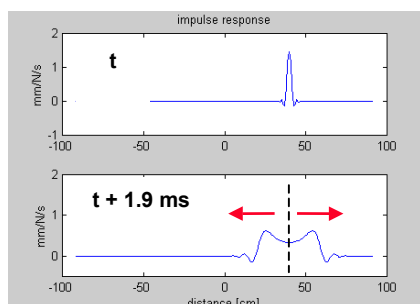


FIGURE 8 exemple de propagation d'une impulsion

Les valeurs des caractéristiques physiques du modèle (tension, raideur, masse surfacique, ...) sont déterminées expérimentalement en laboratoire par identification (comparaison entre comportement calculé et comportement mesuré). On utilise typiquement la mesure de mobilité [19].

Aux basses fréquences, le pneumatique présente plutôt un comportement modal (présence d'interférences - FIGURE 9 @ 200 Hz). Aux hautes fréquences, les niveaux de vibrations décroissent très rapidement; ils deviennent négligeables en moins d'un quart de circonférence (FIGURE 9 @ 1000 Hz). Ces résultats de la modélisation sont conformes aux observations expérimentales [20].

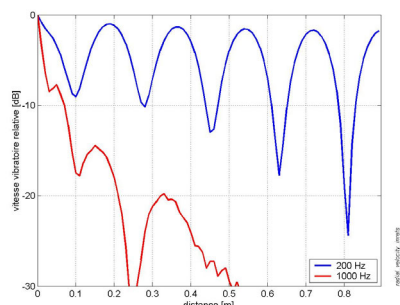


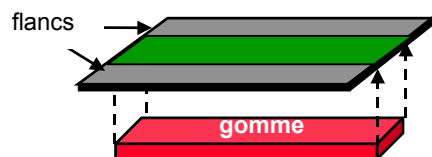
FIGURE 9 décroissance des vibrations avec la distance. Le tracé est donné sur un demi périmètre du pneumatique (modélisation).

## L'interaction pneu - chaussée

La largeur de la plaque est subdivisée en trois parties: la bande de roulement au centre, les flancs sur les cotés. Seule la bande de roulement assure l'interaction entre le pneumatique et le revêtement. Les flancs restent libres.

L'interaction s'effectue par l'intermédiaire de la gomme modélisée ici par des ressorts indépendants,

caractérisés par leur raideur. Le pneumatique est lisse, la gomme a la même épaisseur sur toute sa surface.



Le relief de texture n'est pas mesuré sur une surface, mais le long d'une ligne. La modélisation est alors entreprise en 2D (cf. cependant plus loin). On suppose que le profil est constant sur la largeur du contact (profil en 'tôle ondulée'); on considère de plus que la pression de contact est uniforme sur la largeur de la bande de roulement. L'interaction pneu chaussée est non linéaire par rapport au profil (il peut ou non y avoir contact), son évaluation est donc effectuée en temps, et non en fréquence comme il est habituel en acoustique. Le pneu est progressivement appliqué sur le profil, à chaque pas de temps la résultante des forces d'interaction est évaluée. Lorsqu'elle équilibre la charge, le processus de roulage est lancé. Une allure type de la distribution instantanée des forces d'interaction dans la zone de contact est donnée FIGURE 5.

La validation expérimentale de l'interaction est effectuée sur volant d'essai en mesurant la vibration du pneu lisse en roulement sur une surface lisse, ou lors du passage sur une barrette élémentaire. La technique laser permet de mesurer la vibration en un point fixe par rapport au repère du laboratoire. Pour l'acousticien, c'est la plus adaptée. Une technique plus abordable, et pour cela plus largement utilisée est l'accéléromètre collé sur la face intérieure de la bande roulement (par ex. [21]). C'est celle utilisée à l'INRETS. Pour un pneumatique lisse, roulant sur chaussée lisse, on obtient typiquement les allures FIGURE 10.

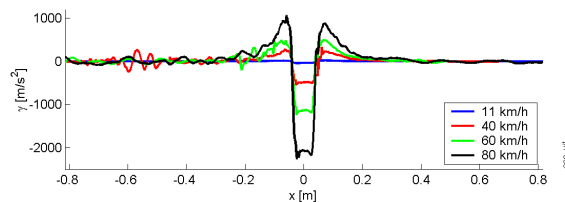


FIGURE 10 accélérations mesurées au cours d'une rotation à différentes vitesses. Pneu lisse, revêtement lisse.

La chute de l'accélération dans la partie centrale correspond au passage de l'accéléromètre dans la zone de contact.



Lorsque le pneumatique roule sur une barrette élémentaire, l'accélération est localement perturbée. Une épaisseur de l'ordre de deux millimètres suffit à générer des vibrations importantes. Une comparaison entre calcul et mesure est donnée FIGURE 11.

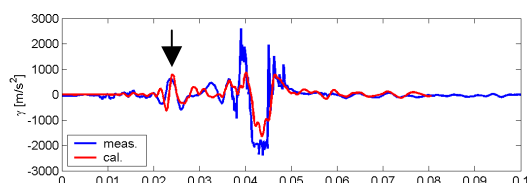
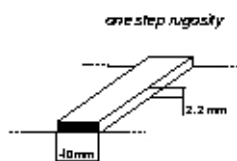


FIGURE 11 vibrations mesurée et calculée lors du passage sur une barrette. Lorsque celle-ci entre dans la zone de contact l'accéléromètre est encore à 15 cm de l'entrée de la zone.

## L'effet dièdre

Un effort important a porté sur les recherches en rayonnement et plus particulièrement sur l'effet dièdre [1]. Les formulations analytiques permettent de traiter son effet aussi bien pour des sources du type air pumping que pour le rayonnement vibratoire, mais uniquement en deux dimensions (le pneumatique est assimilé à un cylindre infiniment long) et pour le cas de revêtements parfaitement réfléchissants. Elles permettent cependant d'obtenir des représentations très 'parlantes'. Une illustration est donnée FIGURE 12. Bien que l'amplitude de vibration soit uniforme sur la périphérie, le rayonnement n'est important que dans le dièdre créé par les surfaces du pneumatique et de la chaussée.

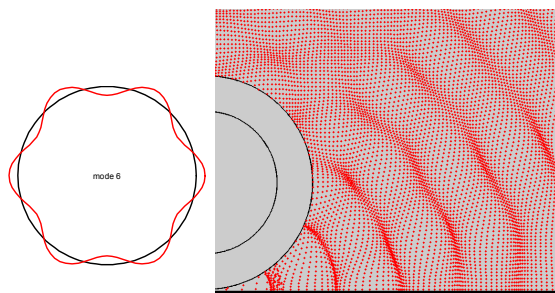


FIGURE 12 Gauche: déformée du pneumatique pour le mode 6. Droite: rayonnement correspondant.

L'introduction de l'absorption de la chaussée est effectuée par le LCPC en 2D par une méthode numérique à éléments de frontière implémentée dans le code CESAR [22]. La modification par l'absorption de l'am-

plification est importante. Elle dépend de la position d'observation.

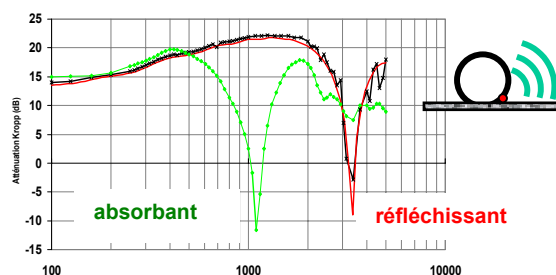


FIGURE 13 Effet dièdre : augmentation du niveau de bruit, en présence de la chaussée. Cas d'une source ponctuelle [23]

La modélisation 2D surestime l'amplification aux fréquences basses (elle ne prend pas en compte la largeur finie du pneu). Pour mieux appréhender la réalité, une modélisation de l'effet dièdre en 3D est nécessaire. Elle est effectuée par l'ENPC avec le code à éléments de frontières SAMRAY [24]. Elle est développée dans un premier temps pour le cas d'un revêtement parfaitement réfléchissant. Elle permet de prendre en compte les vibrations du flanc du pneumatique.

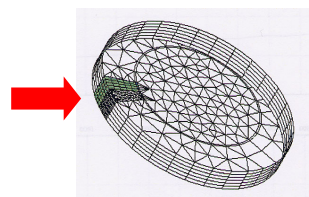


FIGURE 14 maillage 3D du pneumatique. La zone source en vibration est visualisée en sombre.

L'évaluation en 3D confirme la surestimation de la modélisation 2D aux fréquences basses[25]. Une vue du niveau de pression sonore dans un plan horizontal, est donnée FIGURE 15

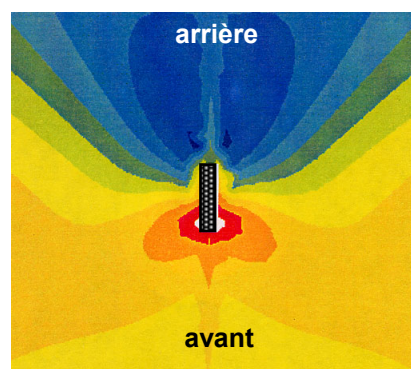
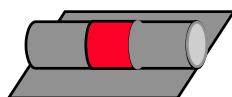


FIGURE 15 Modélisation 3D: niveau sonore dans un plan horizontal. Source ponctuelle sur la face 'avant', dans le dièdre[24]

## Vibrations et bruit basse fréquence

Le modèle dynamique développé à l'INRETS évalue l'influence du profil de texture sur le bruit de roulement d'origine vibratoire (bruit basse et moyenne fréquence). Il n'inclut pas pour le moment l'air pumping. La donnée d'entrée est le profil du revêtement, le résultat est le niveau de puissance acoustique.

Les évaluations sont effectuées à l'aide de la formulation analytique, donc en 2D et pour le cas d'une surface parfaitement réfléchissante. La puissance acoustique rayonnée est évaluée en considérant qu'une partie seulement du cylindre est en vibrations (la bande de roulement du pneumatique) le reste est immobile et parfaitement réfléchissant. Les résultats n'ont de sens qu'en valeur relative.



Les prévisions données par ce modèle ont été comparées au ERNL (Estimated Road Noise Level) établi par Descornet par une démarche statistique [11]. L'ERNL est composé d'une part due aux vibrations et d'une autre part due à l'air pumping. Seule la part due aux vibrations est considérée pour la comparaison.

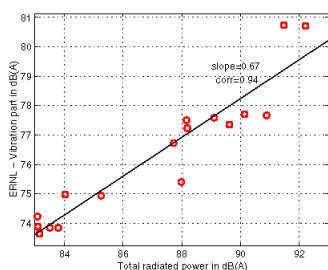


FIGURE 16 Estimations du bruit de roulement d'origine vibratoire. Abscisse: par le modèle dynamique. Ordonnée: par la méthode statistique de Descornet.

Les deux approches donnent pratiquement la même hiérarchisation acoustique.

## PROFIL 2D OU 3D ?

Les formulations proposées dans la littérature pour évaluer le bruit de roulement à partir du profil de texture [12, 13, 14] ne sont applicables qu'aux revêtements 'imperméables' (acoustiquement non absorbants) ainsi qu'il a été dit plus haut; ayant de plus été déterminées avec des revêtements à texture dite 'aléatoire'

elles ne sont à priori applicables qu'à cette catégorie. Les revêtements à texture orientée ne suivent en effet pas nécessairement la même loi. Le cas de la texture transversale a été étudié par Abbott et Phillips [26]. Les auteurs constatent que si le niveau  $L_{Amax}$  au passage est bien une fonction croissante du niveau de texture mesuré dans le 1/3 octave 80 mm (bruit d'origine vibratoire), la relation texture bruit obtenue sur les revêtements à texture transversale est différente de celle obtenue sur les revêtements à texture aléatoire (FIGURE 17): les premiers sont plus bruyants que les seconds.

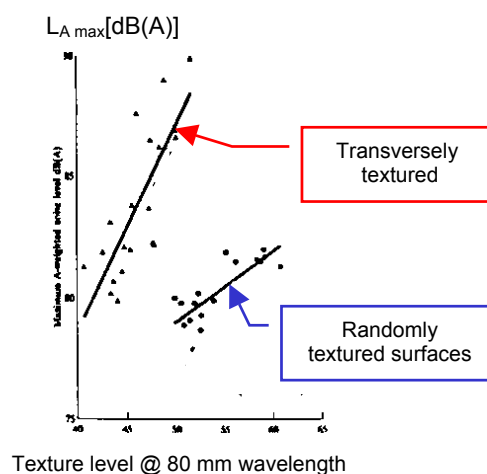


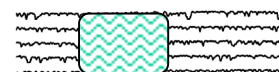
FIGURE 17 Niveaux de bruit au passage en dB(A) et niveaux de texture à 80 mm. Véhicules légers.[26]

La mesure du profil, effectuée le long d'une ligne, ne permet pas de discriminer les revêtements vis à vis de l'orientation de leur texture et donc de les regrouper par familles pour effectuer les évaluations statistiques pertinentes à chacune. Une information complémentaire doit être donnée.

## Roulage sur une surface

Des évaluations peuvent être effectuées avec le modèle dynamique en considérant non pas un profil de texture  $z(x)$  mais une surface de texture  $z(x, y)$ .

Une surface de texture aléatoire  $z(x, y)$  est ici reconstituée à partir des profils  $z(x)$  mesurés. L'hypothèse de base est qu'au delà d'une certaine distance critique les profils parallèles d'une texture aléatoire deviennent décorrélés. L'effet peut donc être simulé en utilisant comme profils parallèles des seg



ments mesurés le long d'une ligne. La distance critique est supposée être de l'ordre de 2 cm. Pour une largeur de bande de roulement de 11 cm on place ainsi 5 profils parallèles. Si les segments sont pris identiques, on se retrouve dans le cas de roulement 2D (revêtement type 'tôle ondulée', à texture totalement transverse).

Dans la modélisation 2D, la pression de contact est considérée comme étant uniforme sur la largeur du contact. Dans la modélisation 3D elle est évaluée. Le modèle donne une pression plus importante sur les cotés de la zone de contact qu'au centre (FIGURE 18). Ceci est conforme à la réalité [27].

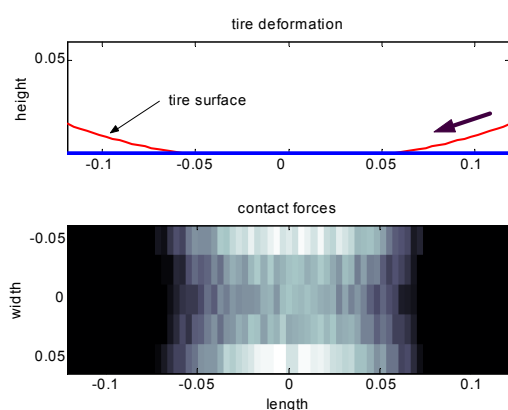


FIGURE 18 modélisation 3D. Profil du pneumatique (haut) et distribution des forces de contact (bas). Dans le sens longitudinal les forces sont plus importantes au centre qu'à l'avant ou l'arrière. Dans le sens latéral, les forces sont plus importantes sur les cotés qu'au centre.

## Modèle 2D versus modèle 3D

Des premières comparaisons ont été effectuées entre le roulement sur des profils parallèles identiques et le roulement sur des profils parallèles indépendants. Les investigations ont porté sur le spectre de vibration du pneumatique. Chaque revêtement était caractérisé par 20 relevés de texture. Pour la modélisation 2D, 20 roulages ont été effectués, un sur chaque profil. Pour la modélisation 3D, un roulement a été effectué sur chaque ensemble de 5 profils parallèles, soit 4 roulages. La comparaison des spectres de vibration moyens indique qu'une surface type 'tôle' ondulée provoque un niveau supérieur d'environ 5 dB à celui que provoque une surface aléatoire ayant le même spectre de texture. Un résultat type est donné FIGURE 19. Selon le modèle, l'augmentation du niveau de vibration serait pratiquement indépendante du niveau de texture. Ceci ne semblerait correspondre aux résultats expérimentaux[26]. Des investigations complémentaires, portant sur la puissance acoustique rayonnée, sont nécessaires.

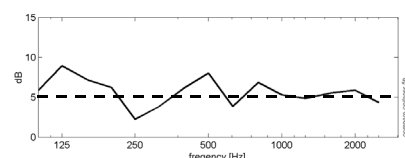


FIGURE 19 différence entre les niveaux de vibration obtenus sur des profils parallèles identiques et sur des profils parallèles différents.

Le modèle 3D confirme cependant que pour les revêtements à texture aléatoire l'évaluation du bruit de roulement d'origine vibratoire peut être effectuée à partir des profils  $z(x)$ .

## PERSPECTIVES

Le profil de texture est une donnée nécessaire à la prévision du bruit de roulement. Elle n'est pas suffisante: des revêtements ayant même texture peuvent présenter des niveaux de bruit différents. Le cas de textures transversales a été mentionné. Une autre illustration est donnée FIGURE 20 pour quatre revêtements à texture aléatoire pour lesquels les niveaux de bruit de roulement prévus à partir des relevés de texture sont pratiquement les mêmes, que ce soit en utilisant les modèles statistiques ou en utilisant le modèle dynamique. Or, si en deçà de 1 kHz (bruit dû aux vibrations) les niveaux sont bien les mêmes sur toutes les surfaces, au delà de 1 kHz les différences sont très importantes. D'autres paramètres doivent être pris en compte : absorption acoustique, impédance mécanique, ...

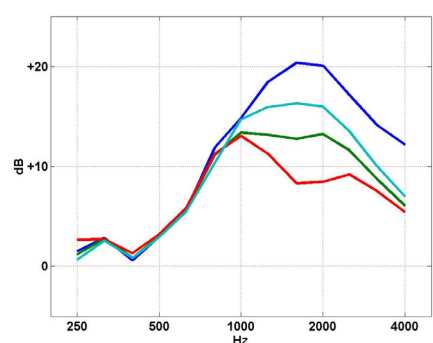


FIGURE 20 bruit de roulement mesuré (spectres pondérés A) sur des revêtements de même spectre texture.



## CONCLUSION.

Les recherches en modélisation du bruit de roulement se sont fortement développées cette dernière décennie. Les démarches purement statistiques des années 70 sont maintenant complétées par des modèles physiques et aboutissent à des modélisations hybrides. Les modèles physiques sont certes bien adaptés à la compréhension et la maîtrise des phénomènes mis en jeu, mais si des progrès considérables ont été effectués ces dernières années, ces modélisations physiques ne prennent encore en compte qu'une partie des phénomènes.

Les modélisations, hybrides ou dynamiques sont mieux adaptées à notre avis aux besoins industriels. Celles développées dans le cadre de ces projets ont plus particulièrement porté sur l'influence du profil de chaussée sur le bruit de roulement. Elles confirment les résultats obtenus par les démarches statistiques, mais elles permettent aussi de mieux en délimiter le domaine de validité. Elles doivent être poursuivies pour inclure comme autres paramètres l'absorption (ou l'impédance) acoustique et l'impédance mécanique du revêtement. Des recherches sont en cours sur ces sujets.

Il faut espérer que la stimulation apportée jusqu'ici aux recherches par les programmes nationaux et européens se poursuive et, pourquoi pas, s'amplifie.

## REMERCIEMENTS

Les partenaires du projet PREDIT TEXTURE & BRUIT sont: INRETS, LCPC, ENPC, MICROdB, COLAS, APPIA.

Les partenaires du projet S.I.R.U.U.S. sont: AUTOSTRAD, ARGEX, BRRC, INRETS, LNEC, PAVIMENTAL, SACER.

Nous remercions plus particulièrement F. Anfosso et M. Bérengier (LCPC), A. Fadavi et D. Duhamel (ENPC) pour leurs contributions.

## REFERENCES

1. F. Anfosso-Lédée, Rappels sur la génération et l'absorption du bruit de roulement, Journées d'études 'Bruit du trafic routier', Nantes (2001).
2. M. Bérengier, Etat actuel des connaissances dans le monde, Journées d'études 'Bruit du trafic routier', Nantes (2001).
3. J.-F. Hamet, et al., Relation entre la texture de la chaussée et le bruit rayonné par le pneumatique, IV<sup>e</sup> Symposium International Surf 2000, Nantes (2000).
4. G. Peroni, M. Luminari, Traffic noise and road pavements: contribution of the S.I.R.U.U.S. project, IV<sup>e</sup> Symposium International Surf 2000, Nantes (2000).
5. J.-F. Hamet, J.-M. Clairet, P. Klein, Mesures relatives au bruit de roulement dans les projets 'TEXTURE & BRUIT' et S.I.R.U.U.S., Journées d'études 'Bruit du trafic routier', Nantes (2001).
6. A. Kuijpers, G. J. van Blokland, Tyre/road noise models in the last two decades: a critical evaluation, inter.noise 2001, The Hague (2001).
7. U. Sandberg, G. Descornet, Road surface influence on tire/road noise, Internoise, Miami (1980).
8. W. Kropp, *Ein Model zur Beschreibung des Rollgeräusches eines unprofilierten Gürtelreifens auf rauher Strassenoberfläche*, PhD, T. U. Berlin (1992).
9. W. Kropp, A two dimensional acoustic rolling model for investigating the source mechanisms of tire noise, Proceedings ICA'95, Trondheim (1995).
10. T. G. Clapp, *Approximation and analysis of tire/pavement contact information resulting from road surface roughness*, Ph.D., Raleigh (1985).
11. G. Descornet, et al., "Traffic noise and road surfaces: state of the art" (2000).
12. G. Descornet, "unpublished working document ISO/TC43/SC1/WG27" ( ).
13. S. Huschek, Characterization of pavement surface texture and its influence on tyre/road noise, 3rd International Symposium on Pavement Surface Characteristics, Christchurch (1996).
14. L. Domenichini, et al., Relationship between road surface characteristics and noise emission, 1<sup>o</sup> International Colloquium on Vehicle Tyre Road Interaction, Rome (1999).
15. A. von Meier, G. J. van Blokland, G. Descornet, The influence of texture and sound absorption on the noise of porous road surfaces., Second International Symposium on Road Surface Characteristics, Berlin (1992).

16. T. Beckenbauer, A. Kuipers, Prediction of pass-by levels depending on road surface parameters by means of a hybrid model, inter.noise 2001, The Hague (2001).
17. P. Klein, "Projet "Texture/Bruit". Etude de la relation bruit/texture sur la base de mesures effectuées dans le cadre de la phase 1." *LTE 2033* (INRETS, 2000).
18. J.-F. Hamet, P. Klein, Road texture and tire noise, inter.noise, Nice (2000).
19. J. Périssé, J.-M. Clairret, J.-F. Hamet, Modal testing of a smooth tire in low and medium frequency - Estimation of structural parameters, International Modal Analysis Conference XVIII, San Antonio (2000).
20. J. S. Bolton, H. J. Song, Y. K. Kim, The wave number decomposition approach to the analysis of tire vibration, NOISE-CON 98, Ypsilanti, Michigan (1998).
21. A. C. Eberhardt, "An experimental and analytical investigation of the vibration noise generation mechanism in truck tires" *DOT-HS-8-02020* (US Dept of transportation, 1981).
22. F. Anfosso-Lédée, "Modélisation de l'effet dièdre par méthode d'éléments de frontière en dimension 2. Prise en compte de l'absorption acoustique de la chaussée." *LCPC/ARU/3 04 03 998/ 01-01* (LCPC, 2000).
23. F. Anfosso-Lédée, P. Klein, Fadavi, D. Duhamel, Tyre/road noise horn effect: 2D modelling by analytical and numerical models, International conference on sound and vibration, Garmish-Partenkirchen (2000).
24. A. Fadavi, D. Duhamel, "Effet dièdre: calcul de la directivité du bruit de contact pneumatique/chaussée" (ENPC-LAMI, 2000).
25. A. Fadavi, D. Duhamel, P. Klein, F. Anfosso-Lédée, Tire/road noise: 3D model for horn effect, inter.noise, Nice (2000).
26. P. G. Abbott, S. Phillips, Vehicle noise levels derived from the statistical pass-by method and road surface texture, National Conference on Noise Control Engineering, Seattle, Washington (1996).
27. M. de Beer, *Measurement of tyre/pavement interface stresses under moving wheel loads. Heavy Vehicle Systems, Special Issue 3, Nos. 1-4* (1996).