



**HAL**  
open science

# Bruit de roulement automobile : influence du revêtement de chaussée

Fabienne Anfosso Ledee, Julien Cesbron

► **To cite this version:**

Fabienne Anfosso Ledee, Julien Cesbron. Bruit de roulement automobile : influence du revêtement de chaussée. Techniques de l'Ingénieur, 2019, BR2060V2, 32 p. hal-02416166

**HAL Id: hal-02416166**

**<https://hal.science/hal-02416166>**

Submitted on 17 Dec 2019

**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.

# Bruit de roulement automobile : influence du revêtement de chaussée

## *Rolling noise - Influence of road pavements*

par Fabienne ANFOSSO-LÉDÉE

*Docteur en acoustique, HDR - Directrice de recherche à l'IFSTTAR Nantes*

et Julien CESBRON

*Docteur en génie mécanique - Chargé de recherche à l'IFSTTAR Nantes*

### **Résumé (~500 - 700 signes) : Résumé du texte - Résumé du texte**

**Le bruit de roulement automobile ou bruit de contact pneumatique-chaussée constitue la source sonore prépondérante d'un trafic routier. Sa réduction nécessite en priorité d'optimiser les revêtements de chaussées mais, il convient de connaître au préalable les phénomènes physiques responsables de la génération de bruit. Les méthodes expérimentales pour la mesure du bruit de roulement sont exposées, avec une revue exhaustive des modèles de prévision du bruit engendré. Enfin, les différents revêtements peu bruyants sont présentés, leur typologie, leur emploi et leur intérêt pour la réduction du bruit routier.**

### **Abstract (~500 – 700 signs) : Text abstract - Text abstract**

*Tyre-road contact noise or rolling noise is the main source of road traffic noise. In order to reduce this noise, road pavements must be optimized. Prior to this however, the physical phenomena responsible for tyre-road noise generation must be known. Experimental methods for measuring tyre-road noise are thus presented together with a comprehensive review of the models for tyre-road noise prediction. Finally, low-noise road surfaces are presented with their formulation, use and interest for road traffic noise reduction.*

### **Mots-clés (~ 3-4) :**

**bruit | roulement | pneumatique**

### **Keywords (~ 3-4) :**

**noise | rolling | tyre**

## SOMMAIRE

### 1 - PHÉNOMÈNES PHYSIQUES

#### 1.1 - Phénomènes mécaniques

#### 1.2 - Mécanismes aérodynamiques

#### 1.3 - Mécanismes d'amplification

#### 1.4 - Caractéristiques de chaussée ayant un effet sur la génération de bruit

### 2 - ÉVALUATION EXPÉRIMENTALE DU BRUIT DE ROULEMENT

#### 2.1 - Enjeux de la mesure du bruit de roulement

#### 2.2 - Mesure in situ « au passage »

#### 2.3 - Mesure in situ « en continu »

#### 2.4 - Mesures sur banc en laboratoire

### 3 - MODÉLISATION

#### 3.1 - Modèles physiques

#### 3.2 - Modèles statistiques

### 4 - INFLUENCE DU REVÊTEMENT DE CHAUSSÉE SUR LA RÉDUCTION DU BRUIT DE ROULEMENT

#### 4.1 - Panorama des revêtements routiers peu bruyants

#### 4.2 - Performances acoustiques des différents revêtements

#### 4.3 - Évolution dans le temps des propriétés phoniques

#### 4.4 - Incitation au développement de revêtements peu bruyants

### 5 - CONCLUSIONS

## **Introduction**

Le bruit routier constitue depuis plusieurs décennies une nuisance majeure d'environnement en France et dans de nombreux autres pays. De récentes études montrent que plus de 30 % de la population européenne est exposée à des niveaux de bruit de trafic routier jugés dangereux pour la santé selon les limites fixées par l'OMS. L'enjeu de la réduction du bruit de trafic routier est donc particulièrement important. Si les écrans antibruit restent les outils de lutte contre le bruit routier les plus largement utilisés actuellement, les moyens de réduction à la source présentent l'énorme avantage d'être plus globaux (n'agissent pas seulement localement), moins intrusifs (visuellement) et 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). Par ailleurs, les vitesses considérées (inférieures à 130 km/h) sont trop faibles pour que le bruit aérodynamique lié au déplacement du véhicule dans l'air soit significatif. En conséquence, le bruit émis par le contact entre le pneumatique et la chaussée, ou « 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 environ 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 et de durabilité. Pour un même véhicule, une différence de l'ordre de 2 à 3 dB(A) est obtenue selon qu'il est ou non équipé de pneumatiques optimisés acoustiquement. En revanche, des **gains** d'une dizaine de décibels peuvent être atteints 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 génération de bruit de roulement est un phénomène complexe qui a d'abord été appréhendé expérimentalement. Par la suite, une analyse fine des phénomènes physiques en jeu dans le processus de génération du bruit de contact pneumatique-chaussée s'est révélée nécessaire afin d'optimiser les pneumatiques et surtout les revêtements de chaussée. En effet, il n'existe pas de dispositif ou de modèle réduit reproduisant de façon réaliste le bruit de roulement en laboratoire et, pour prévoir l'effet de telle ou telle caractéristique du revêtement sur le bruit engendré, il faut réaliser en grandeur réelle plusieurs dizaines de mètres de chaussée. Un modèle prévisionnel faisant intervenir des paramètres physiques de chaussée, quantifiables en laboratoire, présente alors un intérêt considérable.

En parallèle, les méthodes de mesure du bruit de roulement ont évolué. Essentiellement deux méthodes sont utilisées actuellement : la **mesure au passage** et la **mesure de proximité en continu**. Ces méthodes de mesure ne sont pas équivalentes mais elles sont complémentaires. Elles permettent de valider les modèles, d'évaluer les propriétés acoustiques des revêtements de chaussée, de les comparer et de les suivre dans le temps, ou encore de fixer et vérifier des exigences dans un marché de renouvellement de revêtement.

Cet article présente les phénomènes physiques responsables de la génération de bruit de roulement, puis passe en revue les méthodes de mesure du bruit de roulement ainsi que leur intérêt respectif. Ensuite, les approches de modélisation physique et statistique (empirique ou hybride) sont exposées. Enfin, on fait le point sur les revêtements de chaussée peu bruyants, leur typologie, leur emploi et leur intérêt pour la réduction du bruit routier.

## 1. Phénomènes physiques

Le **bruit de roulement** est produit par un ensemble de mécanismes physiques complexes divisés en deux catégories : les mécanismes d'origine **mécanique** et les mécanismes **aérodynamiques**. À ces mécanismes s'ajoutent des phénomènes d'**amplification** agissant sur toute la gamme d'émission du bruit de roulement. Le lecteur soucieux d'approfondir ce point, notamment la mise en évidence expérimentale des phénomènes, pourra se référer à la très complète revue bibliographique de Sandberg et Esjmont [1].

### 1.1 Phénomènes mécaniques

Les phénomènes mécaniques à l'origine du bruit résultent du contact dynamique entre le **pneumatique** et la chaussée au cours du roulement. Ils sont recensés sur la figure 1. À l'interface de contact, il existe des mécanismes d'indentation et d'impact responsables de vibrations radiales et tangentielles du pneumatique et des mécanismes d'adhérence générant les phénomènes de *stick/slip* et de *stick/snap*.

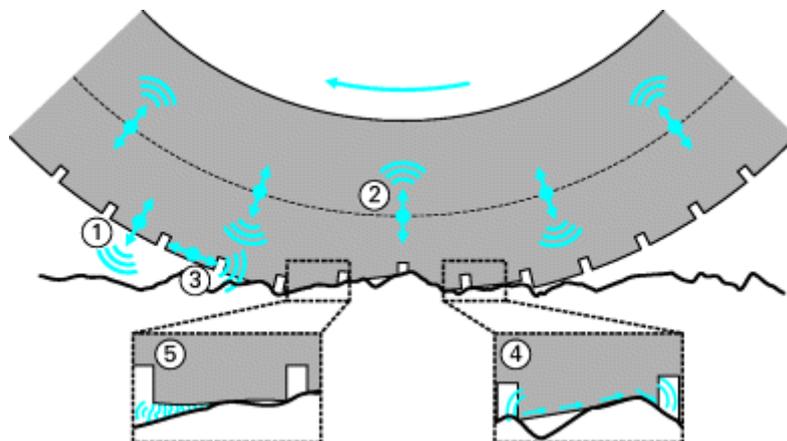


Figure 1 - Phénomènes mécaniques : vibrations radiales et tangentielles des pains de gomme (1 et 3), vibrations radiales de la carcasse du pneu (ceinture et flancs - 2), phénomènes de *stick/slip* (4) et de *stick/snap* (5)

Le niveau sonore dû aux mécanismes vibratoires augmente avec la vitesse de roulement. Les vibrations radiales du pneumatique produisent du bruit entre 315 Hz et 1 000 Hz, tandis que les vibrations tangentielles, *stick/slip* et *stick/snap* créent du bruit aux moyennes et hautes fréquences entre 1 000 Hz et 5 000 Hz.

### 1.1.1 Vibrations radiales et tangentielles

Les vibrations radiales de la ceinture, des flancs et des pains de gomme constituant la bande de roulement du pneumatique sont engendrées d'une part par la texture de la chaussée déformant la surface du pneu au cours du roulement (indentation) et d'autre part par la succession d'impacts (au bord d'attaque) et de relâchements (au bord de fuite) des pains de gomme entrant puis quittant l'aire de contact. Les vibrations tangentielles sont dues aux efforts tangentiels créés à l'interface de contact. Les vibrations du pneu se transmettent à l'air et produisent du bruit.

### 1.1.2 Phénomène de *stick/slip*

Dans la zone de contact, les pains de gomme sont soumis à une succession d'adhérences (*stick*) et de glissements (*slip*), appelée phénomène de « *stick/slip* » en anglais. Lorsque le pain de gomme adhère sur la surface de la chaussée, il emmagasine une certaine énergie potentielle dont une partie est dissipée par frottement et l'autre partie est restituée sous forme de vibrations tangentielles lorsque le pain se met à glisser. Ce mécanisme d'oscillations auto-entretenues est très fréquent lorsque les forces tangentielles appliquées au pneu sont élevées, par exemple lors des phases d'accélération et de freinage. En roulement normal, le rôle du phénomène de *stick/slip* est *a priori* moindre, même si des microglissements existent toujours au niveau des pains de gomme.

### 1.1.3 Mécanismes d'adhésion (*stick/snap*)

Les mécanismes d'adhésion sont dus à la rupture rapide (*snap*) des liaisons entre les molécules de gomme et la surface de la chaussée, principalement à la sortie de l'aire de contact. Ce phénomène se produit lorsque les composants de la bande de roulement sont fortement adhérents sur une surface de chaussée propre et sèche, par exemple pour certaines gommes à haute température ou bien lorsque la température de surface d'un enrobé bitumineux est élevée.

## 1.2 Mécanismes aérodynamiques

Les mécanismes aérodynamiques se composent des mécanismes de pompage d'air (*air-pumping*), accompagnés de phénomènes de résonance de cavité (tuyaux et résonateurs de Helmholtz). Ils sont représentés sur la figure 2.

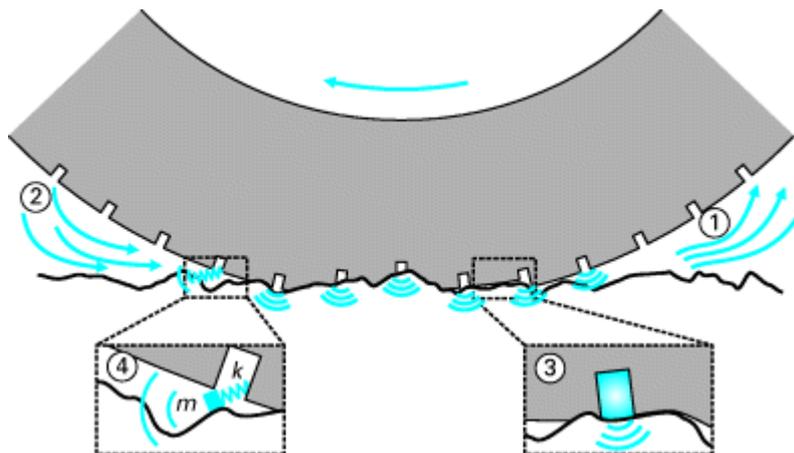


Figure 2 - Mécanismes aérodynamiques : pompage d'air (1 et 2), résonance de tuyaux (3) et résonateurs de Helmholtz (4)

Les mécanismes de pompage d'air émettent du bruit aux moyennes fréquences entre 1000 Hz et 3 000 Hz, les résonances de tuyaux entre 500 Hz et 3 000 Hz et les résonances d'air entre 1000 Hz et 2 000 Hz.

### 1.2.1 Mécanismes de pompage d'air (*air-pumping*)

Lorsqu'il roule sur la chaussée, le pneu entraîne de l'air, créant des turbulences au niveau de la jante et des bords d'attaque (expulsion de l'air) et de fuite (aspiration de l'air). Ces turbulences sont à l'origine de détentes et compressions rapides des cavités d'air piégées entre le pneumatique et la chaussée. Ce mécanisme de pompage d'air émet du bruit, sans nécessairement que les cavités piégées entrent en résonance acoustique.

### 1.2.2 Résonance de tuyaux

Lorsque le pneu s'écrase sur une surface de chaussée relativement lisse, les rainures de la bande de roulement forment des cavités s'apparentant à des tuyaux susceptibles d'entrer en résonance acoustique. La fréquence de résonance des rainures dépend alors de leur géométrie.

### 1.2.3 Phénomènes de résonance d'air (résonateurs de Helmholtz)

Des phénomènes de résonance d'air, du type résonateur de Helmholtz, peuvent se produire au niveau du bord de fuite du pneumatique. La cavité d'air entre le patin de gomme encore en contact et celui venant de sortir de l'aire de contact agit comme un ressort  $k$  (bouteille du résonateur) tandis que l'air présent entre la surface de la chaussée et le patin sortant agit comme une masse  $m$  (col du résonateur). Ce système masse-ressort oscille et émet du bruit.

## 1.3 Mécanismes d'amplification

Le bruit émis est amplifié par deux principaux mécanismes : l'effet dièdre et la résonance acoustique du pneumatique (figure 3).

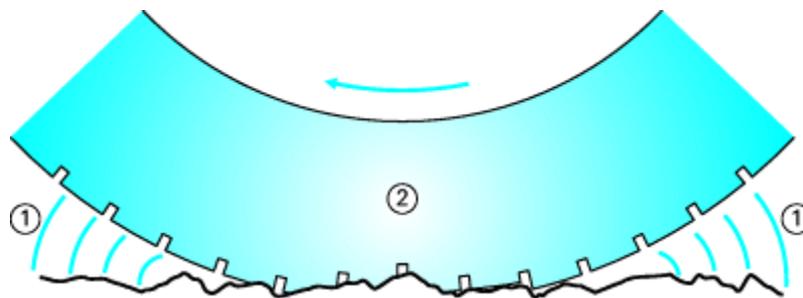


Figure 3 - Mécanismes d'amplification : effet dièdre (1) et résonance acoustique du pneumatique (2)

L'effet dièdre amplifie le bruit sur toute la gamme d'émission du bruit de roulement, alors que la résonance acoustique du pneumatique se produit à basse fréquence, en dessous de 300 Hz.

#### 1.3.1 Effet dièdre

Le dièdre formé par la surface du pneumatique et celle de la chaussée est similaire au pavillon d'un cor qui va amplifier les sources vibratoires et aérodynamiques au niveau des bords d'attaque et de fuite. Ce phénomène, appelé « effet dièdre » (*horn effect* en anglais) se traduit par un ensemble de réflexions multiples des ondes sonores entre le pneumatique et la chaussée, amplifiant le bruit de roulement sur toute sa gamme d'émission. L'effet dièdre peut être atténué par absorption acoustique si le revêtement de chaussée est poreux.

#### 1.3.2 Résonance acoustique du pneumatique

Sous l'effet des vibrations de la ceinture et de la jante, la cavité d'air de forme torique contenue à l'intérieur du pneumatique entre en résonance acoustique. Ce phénomène ajoute une source de bruit à basse fréquence, avec une fréquence de résonance de la colonne d'air autour de 220 Hz pour un pneu standard de véhicule léger.

#### 1.4 Caractéristiques de chaussée ayant un effet sur la génération de bruit

La principale caractéristique de la surface de chaussée affectant la génération de bruit est sa **texture**, ou rugosité. Elle est définie par l'écart entre la surface du revêtement et une surface plane, pour des dimensions caractéristiques le long de la surface inférieures à 500 mm. Cette texture est liée à la taille des granulats utilisés pour le revêtement et à la technique de mise en œuvre. Il existe principalement deux techniques de couches de roulement :

- les **enrobés bitumineux** (ou bétons bitumineux) : une couche de quelques centimètres d'épaisseur d'un mélange de granulats et de liant à base de bitume est répandue puis fortement compactée, ce qui provoque la mise à plat des granulats de surface. La texture obtenue est alors assez lisse, elle dépend de la taille des granulats. En France, les granulats utilisés ont en général une taille maximale de 10 mm. Dans le cas des revêtements peu bruyants, cette taille maximale est de 6 mm, voire 4 mm ;
- les **enduits superficiels** : des granulats sont projetés sur une fine couche de liant bitumineux. Très utilisée en entretien courant, cette technique conduit à des textures assez agressives, génératrices de bruit.

La **texture** s'évalue par des relevés profilométriques (mesure de hauteur à l'aide de capteurs sans contact). Un profil peut s'exprimer en termes de longueurs d'onde et plusieurs échelles sont parfois considérées. Celles intervenant sur le bruit de roulement sont la macrotecture (longueurs d'onde comprises entre 0,5 mm et 50 mm, avec des amplitudes verticales comprises entre 2 et 10 mm) et la mégatexture (longueurs d'onde comprises entre 50 et 500 mm, avec des amplitudes verticales comprises entre 1 et 50 mm). Une forte mégatexture va provoquer une excitation vibratoire importante de la structure du pneumatique et de la bande de roulement. Une forte macrotecture va exciter par indentation les pavés de gomme de la bande de roulement mais, d'autre part, va favoriser la formation de cavités pour l'évacuation de l'air dans la zone de contact et donc réduire les mécanismes de pompage d'air. À plus petite échelle, la microtexture (longueurs d'onde comprises entre 1 µm et 0,5 mm, avec des amplitudes verticales comprises entre 1 µm et 0,2 mm) intervient sur les mécanismes d'adhésion et de *stick/slip* mais son rôle est moins connu.

La **porosité** de la couche de roulement, lorsqu'elle existe, est également un paramètre déterminant du bruit par une double action. Tout d'abord, elle réduit l'émission de bruit par diminution du mécanisme de pompage d'air : l'air n'est plus soumis aux fortes compressions et dilatations puisqu'il s'évacue par les pores du matériau. De plus, la porosité agit sur la propagation car elle est responsable de l'absorption acoustique en moyennes et hautes fréquences : localement, l'effet dièdre est réduit et, plus loin, l'onde sonore qui parvient au récepteur s'est atténuée au cours de sa propagation.

Cette porosité n'existe que sur certains types d'enrobés bitumineux, les bétons bitumineux drainants (porosité de 20 % à 30 %) et les bétons bitumeux très minces de type 2 (porosité de 18 % à 25 %). Elle est obtenue par l'absence d'une certaine taille de granulats dans le mélange, appelée « discontinuité ». Elle a cependant tendance à diminuer, voire disparaître, au cours du temps par phénomène de colmatage.

Enfin, la **rigidité** de la couche de roulement est parfois citée comme un paramètre d'ordre secondaire influant sur le bruit. Elle expliquerait notamment pourquoi les chaussées en béton de ciment (assez peu répandues en France) sont beaucoup plus bruyantes que les chaussées en béton bitumineux sans que cela soit explicable par la texture. Elle expliquerait également pourquoi l'addition dans le mélange bitumineux d'une proportion plus ou moins grande de copeaux de gomme ou de poudrette de caoutchouc réduirait, parfois significativement, le bruit de roulement. Cependant, les modèles actuels montrent qu'il faudrait que la rigidité de la chaussée soit du même ordre de grandeur que celle de la bande de roulement du pneumatique pour avoir un effet significatif.

## 2. Évaluation expérimentale du bruit de roulement

### 2.1 Enjeux de la mesure du bruit de roulement

La mesure du bruit de contact pneumatique-chaussée (ou bruit de roulement) constitue depuis longtemps un élément essentiel pour l'évaluation, la compréhension et la réduction des phénomènes d'émission. L'impact du type de pneumatique ou du type de revêtement de chaussée sur le bruit émis a d'abord été étudié en mesurant, en bordure de route, le bruit au passage d'un véhicule d'essai. Ces mesures ont servi à bâtir les premiers modèles dits « empiriques » et alimentent encore actuellement les modèles dits « hybrides », dont la validité dépend fortement de la justesse des mesures réalisées. Les modèles physiques ne sont pas encore assez avancés pour estimer le bruit de roulement à partir de paramètres physiques du pneumatique et de la chaussée et la reproduction du bruit de roulement en laboratoire reste peu réaliste. Il est donc toujours nécessaire de mesurer le bruit de roulement sur site pour concevoir des revêtements de chaussées optimisés au regard du bruit et pour évaluer leurs propriétés acoustiques une fois en place.

### 2.2 Mesure *in situ* « au passage »

#### 2.2.1 Principe et utilisation

La méthode couramment utilisée depuis plusieurs années pour l'évaluation du bruit de roulement consiste à mesurer en bordure de voie le niveau de pression acoustique maximum ( $L_{Amax}$ ) au passage de véhicules d'un trafic (ou de véhicules d'essai) roulant à vitesse stabilisée supérieure à 50 km/h. Le microphone de mesure est installé à 7,50 m de l'axe de circulation et 1,20 m au-dessus du sol (figure 4). Afin de caractériser les propriétés du revêtement de chaussée de façon aussi indépendante que possible du type de véhicules et de pneumatiques, une analyse statistique est effectuée sur un grand nombre de passages de véhicules : en général, le niveau sonore maximal ainsi que la vitesse au passage ( $V$ ) d'au moins 100 véhicules légers et 80 poids lourds sont mesurés. Ces véhicules doivent être isolés au sein du trafic, ce qui signifie que le niveau sonore mesuré lors de leur passage ne doit pas être perturbé par le passage d'autres véhicules circulant au voisinage. L'ensemble des couples  $\{L_{Amax}; V\}$  mesurés à chaque passage est ensuite analysé par régression logarithmique, ce qui permet d'établir une relation statistique du type :

$$L_{Amax}(V) = L_{A,ref} + b \log_{10}(V/V_{ref}) \quad (1)$$

où  $V_{ref}$  est une vitesse de référence,  $b$  est une valeur généralement comprise entre 25 et 35 selon le type de revêtement.  $L_{A,ref}$  est le niveau de pression acoustique pondéré A à la vitesse de référence (figure 5). Celui-ci, après application d'un correctif pour les effets de température, est l'indicateur de référence pour évaluer la performance acoustique du revêtement de chaussée. La vitesse de référence  $V_{ref}$  dépend du type de véhicules (véhicules légers, poids lourds à deux essieux ou plus) et du type de route (secondaire, liaison, urbaine, voie rapide, autoroute, etc.).



Figure 4 - Mesure de bruit de roulement au passage (on voit que, sur les axes multivoies, seule la voie lente peut être testée) (© Cerema Est-Strasbourg)

La méthode statistique au passage fait l'objet d'une norme internationale (NF EN ISO 11819-1). Au sens de la norme ISO 3534-1, elle a une répétabilité (fidélité du résultat de l'essai répété par la même personne avec le même matériel) de 1 dB(A) et une reproductibilité (fidélité du résultat de l'essai reproduit par différents opérateurs avec différents matériels) de 1,5 dB(A).

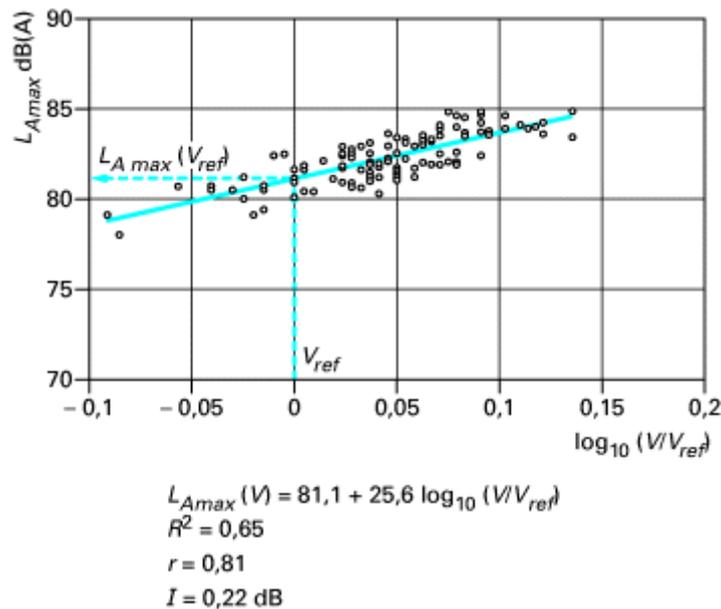


Figure 5 - Exemple de résultat de mesure selon la procédure « véhicules isolés » permettant une analyse statistique par régression logarithmique. Chaque point représente une mesure au passage d'un véhicule

La méthode de mesure au passage caractérise de manière assez réaliste le bruit émis dans un environnement routier puisqu'elle prend en compte tous les types de véhicules d'un trafic. Ainsi, en utilisant des modèles de calcul de propagation du son dans l'environnement, il est possible d'évaluer le niveau sonore en façade d'habitation à partir de mesures au passage en bord de voie. La méthode statistique au passage a servi à évaluer différents types de techniques routières et à constituer d'importantes bases de données (voir § 4.2).

### 2.2.2 Limites et perspectives

Cette méthode de mesure ne fournit cependant qu'une caractérisation ponctuelle du revêtement routier au voisinage du microphone et ne permet pas de détecter d'éventuelles hétérogénéités de ses propriétés sonores le long de la route. De plus, la méthode ne peut s'appliquer que dans des conditions de site assez restrictives qui en limitent fortement l'applicabilité, particulièrement dans les zones urbanisées, là où précisément les problèmes de bruit sont aigus. Ainsi, la section de route doit être plane et droite, les accotements plans et homogènes et la mesure doit s'effectuer « en champ libre », c'est-à-dire sans aucune réflexion parasite sur des obstacles environnants (bâtiments, écran antibruit, dispositif de sécurité, etc.). Pour pallier ces restrictions de site, une solution est apparue récemment pour s'affranchir des éventuelles réflexions parasites à l'arrière du microphone tout en conservant une précision acceptable. Elle consiste à **imposer une réflexion maîtrisée du son** en plaçant le microphone contre une plaque support réfléchissante (*backing board*). Cette plaque rectangulaire de dimensions 900 mm sur 750 mm est montée verticalement et orientée parallèlement à la route (figure 6). De cette manière, l'onde sonore arrivant sur le microphone provient presque exclusivement de l'onde sonore directe et de l'onde réfléchie sur la plaque. Cette dernière produit une augmentation de 6 dB du niveau de pression acoustique par rapport au champ direct, le microphone étant fixé sur la surface de la plaque réfléchissante. Il suffit donc de retrancher 6 dB au niveau sonore mesuré pour évaluer le niveau de pression sonore provenant directement du véhicule au passage. Les détails sont précisés dans la spécification ISO PAS 11819-4.

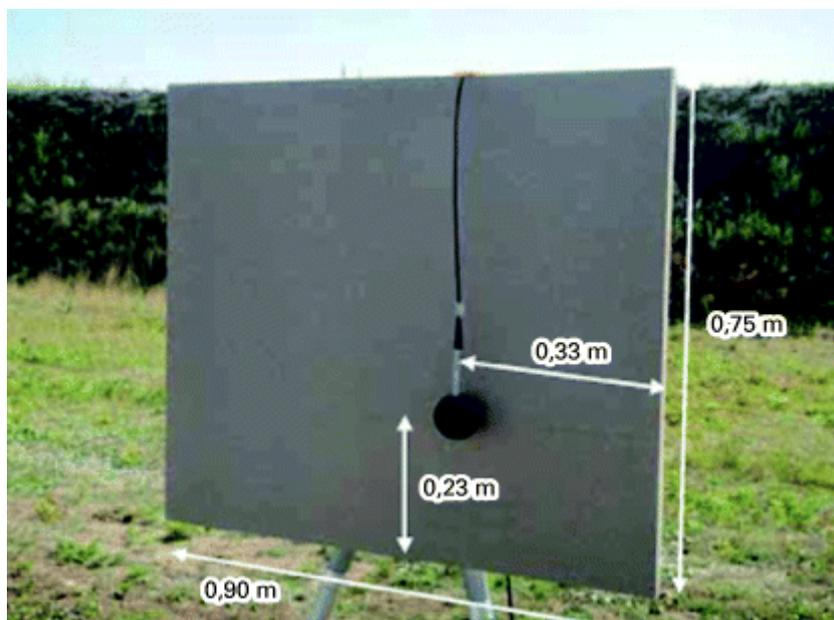


Figure 6 - Utilisation d'un dispositif « plaque-support » pour la mesure au passage en présence d'obstacles réfléchissants potentiellement perturbateurs à l'arrière (© Ifsttar)

## 2.3 Mesure *in situ* « en continu »

### 2.3.1 Principe

Pour pallier les limites de la mesure au passage, une nouvelle méthode dite « en continu » (ou CPX pour *Close ProXimity* dans le vocabulaire anglo-saxon) a été mise au point. Elle permet d'évaluer les performances acoustiques de revêtements de chaussée sur un linéaire routier, urbain ou non, sous trafic la plupart du temps. Elle consiste à mesurer en continu le niveau de pression acoustique à proximité d'un pneumatique en roulement. Les microphones sont placés à quelques centimètres de la zone de contact avec la chaussée. Ils fournissent régulièrement un niveau de pression équivalent intégré selon un pas de temps ou un pas de distance régulier. La position et la vitesse du véhicule d'essai sont relevées simultanément.

Le pneumatique d'essai peut être monté directement **sur un véhicule d'essai** ou **sur une remorque tractée** par un véhicule (figure 7). Dans le premier cas, le pneumatique d'essai doit être aussi éloigné que possible des sources de bruit perturbatrices que sont le moteur et l'échappement. Dans le cas d'une remorque, le pneumatique d'essai doit pouvoir rouler dans la ou les bandes de roulement des véhicules. Par ailleurs, les remorques sont en général couvertes par un capot afin de protéger les capteurs microphoniques du flux d'air engendré par le déplacement et des bruits perturbateurs du trafic avoisinant. La difficulté est alors de supprimer la réverbération acoustique apportée par le capot en le revêtant intérieurement d'une épaisse couche de matériau absorbant. Cela conduit souvent à des remorques assez volumineuses. La mesure sur remorque offre donc l'avantage d'une **meilleure immunité aux bruits extérieurs, notamment au bruit aérodynamique**. Elle permet en outre de tester de nombreux types de pneumatiques de tailles différentes, sans être tributaire du type de véhicule porteur. La mesure directement sur véhicule d'essai offre cependant les avantages d'une **conception simple et moins coûteuse**, de **conditions de fonctionnement du pneumatique** (charge, sollicitations transversales, etc.) **plus réalistes**, et surtout d'une **grande maniabilité de l'appareil même en milieu urbain dense**. C'est pour cette raison qu'en France le choix s'est porté sur un véhicule d'essai pour la méthode et l'équipement de mesure de référence des performances acoustiques des revêtements de chaussée.



Figure 7 - Dispositifs de mesure en continu (CPX) : sur véhicule d'essai (IFSTTAR, France (a)), sur remorque capotée semi-anéchoïque (BASt, Allemagne (b)) ou sur remorque sans capot (© DRD, Danemark (c))

### 2.3.2 Procédures de mesure

Une norme internationale (NF EN ISO 11819-2) décrit le mode opératoire et les spécifications sur l'équipement de mesure. Les microphones doivent être placés à 0,1 m au-dessus de la chaussée, à 0,2 m du flanc du pneumatique d'essai et à 0,2 m de l'axe de rotation de la roue (figure 8). La norme préconise l'utilisation de deux pneumatiques de référence qui sont précisés dans la spécification technique XP ISO/TS 11819-3. Le premier est un pneumatique d'essai spécial (Uniroyal Tiger Paw SRTT), répondant à une norme américaine (ASTM F2493) qui garantit la stabilité de ses caractéristiques et la pérennité de sa fabrication. Il est représentatif du bruit de roulement émis par un véhicule léger. Le second est un pneumatique de camionnette (Avon AV4), supposé être représentatif du bruit de roulement émis par un poids-lourd. Il est actuellement remis en question car il n'est plus commercialisé. Son remplacement fait l'objet de recherches.

La norme internationale NF EN ISO 11819-2 a été publiée en 2017. Depuis cette date, elle remplace en France, une norme expérimentale qui avait été publiée en 2007 (XP S 31145-1).

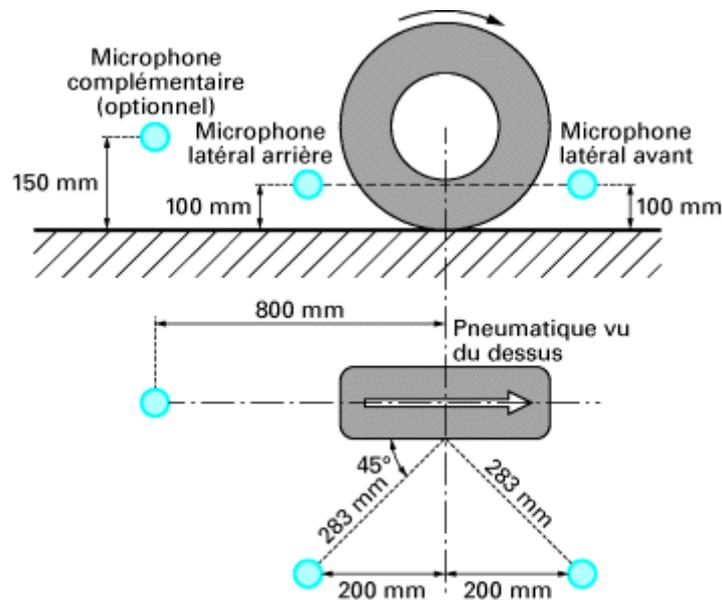


Figure 8 - Position des microphones pour la mesure en continu du bruit de roulement

Le mode opératoire consiste à acquérir tous les 20 m, un échantillon constitué d'un niveau de pression sonore et d'un spectre moyens, d'une vitesse moyenne et d'une abscisse. Les systèmes français sont même conçus pour enregistrer les données tous les 2 m avant de les recomposer par tronçons de 20 m, ce qui permet d'identifier et de supprimer les éventuels événements perturbateurs (passage sur une plaque d'égout, un joint de chaussée, des bandes rugueuses, projections de cailloux, croisement d'un véhicule, etc.).

Les échantillons valables sont ensuite regroupés sur des tronçons de route de 20 m (si l'appareil mesure à un pas d'échantillonnage plus fin), 100 m ou sur la zone d'essai entière, selon l'application visée (figure 9). Le regroupement s'effectue soit par régression des niveaux sonores de chaque échantillon du tronçon en fonction de la vitesse, soit par une simple moyenne arithmétique des niveaux sonores des échantillons du tronçon après correction forfaitaire par rapport à la vitesse :

$$L_{CPX}(V_{ref}) = L_{CPX}(V_{mes}) + b \log_{10}(V_{ref}/V_{mes}) \quad (2)$$

où  $b = 30$  en général.  $L_{CPX}$  est le niveau de roulement en continu mesuré sur un échantillon,  $V_{ref}$  la vitesse de référence (en km/h) et  $V_{mes}$  la vitesse effectivement mesurée sur l'échantillon (en km/h).

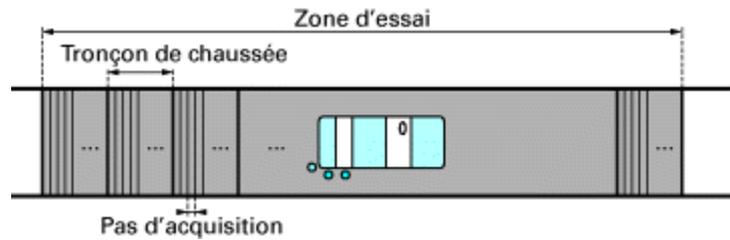


Figure 9 - Principe de la mesure en continu appliqué en France. Les tronçons mesurent 20 m. Selon la norme, le pas d'acquisition est directement de 20 m, identique au tronçon

Selon la norme ISO, le pas d'acquisition est directement de 20 m, identique au tronçon. L'inconvénient par rapport à la pratique française est alors d'intégrer dans la mesure des contributions de bruits parasites sans pouvoir les identifier.

Notons enfin que les Américains utilisent une variante de la méthode CPX dénommée « OBSI » (*On-Board Sound Intensity*, AASHTO TP 76-10). Elle consiste à mesurer l'intensité acoustique plutôt que la pression sonore car elle est, en principe, moins sensible aux perturbations aérodynamiques. De plus, c'est une grandeur vectorielle donc *a priori* mieux ciblée sur la source à mesurer. Ils ont montré que la cohérence entre les deux méthodes est bonne.

### 2.3.3 Qualification de la méthode sur véhicule d'essais

NB : les résultats de ce paragraphe ont été établis selon les dispositions de norme expérimentale XP S 31145-1 alors en vigueur. Notamment, le pneumatique d'essai était un pneumatique du marché, différent de celui préconisé par la norme en vigueur depuis 2017.

#### 2.3.3.1 Immunité au bruit aérodynamique

Avant de formaliser la méthode, de nombreuses recherches ont été menées pour en vérifier la validité et la pertinence. Le souci principal d'une telle mesure est son immunité au bruit aérodynamique dû au déplacement du véhicule dans l'air. L'effet du vent sur la mesure de bruit de roulement a été simulé dans une soufflerie acoustique à grandeur réelle. Le véhicule équipé de ses capteurs microphoniques a été soumis à des vents de 40 à 130 km/h et les niveaux sonores ont été mesurés en l'absence de bruit de roulement et de bruit mécanique. Deux types de protections des microphones ont été testés : une boule anti-vent standard de 0,10 m de diamètre et une protection double en forme de cigare couvrant les deux microphones latéraux. Les niveaux sonores mesurés sur les microphones latéraux (moyenne arithmétique des deux niveaux de pression) en fonction de la vitesse du flux d'air sont présentés sur la figure 10. Ils sont comparés aux niveaux de bruit de roulement mesurés avec le même système sur un revêtement de chaussée particulièrement peu bruyant : un béton bitumineux drainant de granulométrie de 6 mm maximum (BBDr 0/6).

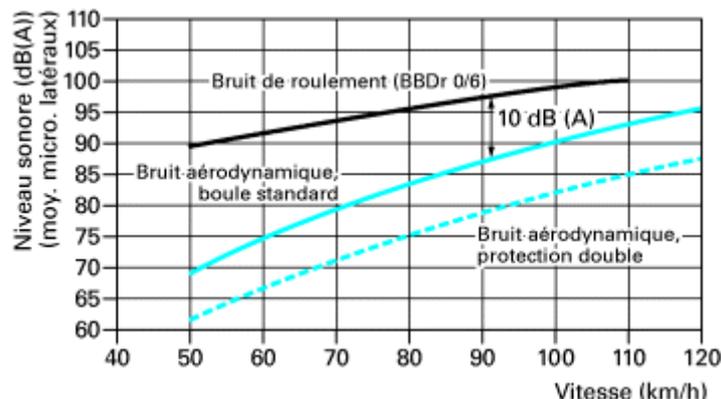


Figure 10 - Niveau de bruit aérodynamique mesuré par les microphones latéraux (moyenne) et niveau de bruit de roulement mesuré par les mêmes microphones sur piste en BBDr 0/6

On constate qu'avec la boule anti-vent standard, le niveau de bruit de roulement en continu est supérieur au bruit aérodynamique d'au moins 10 dB(A) jusqu'à une vitesse d'environ 90 km/h. Au-delà de cette vitesse, la différence se réduit et la mesure du bruit de roulement est potentiellement contaminée par du bruit aérodynamique. Dans ce cas, la protection double doit être utilisée

puisqu'elle atténue plus fortement le bruit aérodynamique. Par ailleurs, la vitesse d'écoulement effective au droit des capteurs microphoniques a été mesurée en conditions extérieures réelles de fonctionnement à l'aide de tubes de Pitot. Les mesures ont confirmé que la vitesse de l'air sur les microphones latéraux est très proche de la vitesse du véhicule.

Les analyses spectrales ont montré que les mesures de bruit de roulement sont contaminées par le bruit aérodynamique aux fréquences inférieures à 300 Hz mais l'écart est supérieur ou égal à 10 dB(A) au-delà. **Le domaine de validité de la mesure de bruit de roulement en continu est donc compris entre 315 Hz et 5 kHz.**

### 2.3.3.2 Immunité au bruit mécanique du véhicule

Le bruit émis par le moteur et le système d'échappement (bruit mécanique) a été mesuré en fonction du régime du moteur par les trois microphones du véhicule d'essai à l'arrêt, c'est-à-dire en l'absence de bruit de roulement et de bruit aérodynamique. Les spectres acoustiques mesurés par le microphone latéral avant, le plus proche du moteur, sont tracés sur la figure 11 pour quelques régimes de moteur. Lorsque le véhicule roule à 90 km/h, le régime du moteur est d'environ 3000 tr/min. Ces mesures de bruit de moteur sont comparées à la mesure du bruit de roulement sur la surface routière en BBDr 0/6. On constate que le niveau de bruit de roulement est supérieur d'au moins 10 dB au bruit mécanique à 3000 tr/min, pour toutes les bandes de tiers d'octave, à l'exception de la bande centrée sur 2 000 Hz pour laquelle la différence n'est que de 8,2 dB.

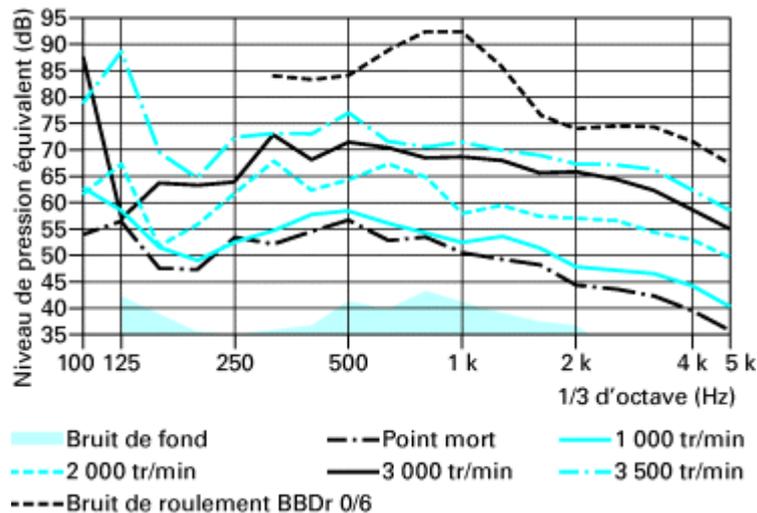


Figure 11 - Spectres de bruit mécanique sur le microphone latéral avant. Comparaison avec le spectre de bruit de roulement sur piste en BBDr 0/6

### 2.3.3.3 Fiabilité de la méthode

Les effets du bruit aérodynamique et du bruit du moteur et de l'échappement se cumulent. Des gabarits définissant les limites d'usage de la méthode peuvent être définis (figure 12). Ils délimitent les zones pour lesquelles les mesures sont valables, douteuses ou à rejeter.

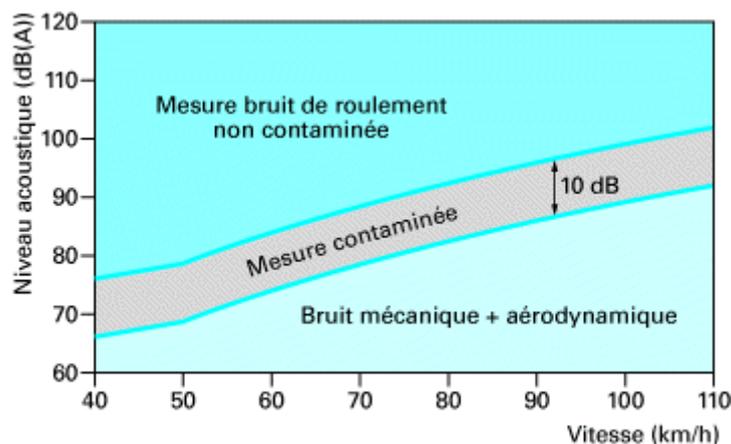


Figure 12 - Exemple de gabarit définissant les limites d'usage pour la mesure du bruit de roulement par les microphones latéraux

Moyennant cette vérification systématique, il n'en reste pas moins que le pneumatique d'essai est un élément essentiel du dispositif de mesure et qu'il faut en maîtriser l'évolution. Dans la méthode ISO, celui-ci sera probablement décrit très précisément en relation avec une norme américaine (ASTM F2493, cf. § 2.3.2). Dans la norme expérimentale AFNOR, le pneumatique doit être étalonné régulièrement avec l'ensemble du système de mesure. Ainsi, des essais croisés d'étalonnage du véhicule équipé de son pneumatique d'essai sont organisés régulièrement. Les mesures ont lieu sur piste non ouverte au trafic puisque les surfaces de référence ne doivent pas évoluer significativement au cours du temps. Les essais interlaboratoires menés en 2005 ont montré une répétabilité de 0,6 dB(A) et une reproductibilité de 1,4 dB(A).

#### 2.3.4 Une utilisation complémentaire à la mesure au passage

La mesure du bruit de roulement en continu offre de réels avantages : facile et rapide d'utilisation, peu sensible à l'environnement de la mesure, elle peut s'appliquer pratiquement sur tout réseau routier circulé, même urbain, là où il n'est pas possible de pratiquer la mesure au passage. En outre, elle permet de mesurer les propriétés acoustiques des revêtements de chaussée le long de linéaires et d'estimer ainsi leur homogénéité acoustique. La méthode d'essai LPC n° 63 [2] décrit les conditions de réalisation et d'analyse de la mesure en continu. Elle distingue trois types d'application de cette mesure en continu du bruit de roulement :

- la caractérisation des performances acoustiques d'une formule de revêtement (Module M1) ;
- la vérification de la conformité des performances acoustiques de la couche de roulement d'une chaussée (Module M2) ;
- l'auscultation acoustique à grand rendement d'un réseau routier (Module M3).

En revanche, cette mesure en continu évalue le bruit à quelques centimètres d'un pneumatique, de véhicules légers uniquement, et manque ainsi de représentativité. En ce sens, la mesure au passage apprécie mieux l'influence du revêtement chez les riverains, pour des conditions de trafic et d'environnement réelles. On en conclura donc que **les deux types de mesure, en continu et au passage, sont deux outils complémentaires et que leur utilisation conjointe telle que préconisée par le Comité Français des Techniques Routières dans sa note d'information n° 20 [3] est nécessaire.**

**Nota : cette note va bientôt, d'ici 2020 en principe, être remplacée par le Guide « Bruit de Roulement » de l'IDRRIM en cours de validation.**

### 2.4 Mesures sur banc en laboratoire

Il est possible de mesurer le bruit de roulement en laboratoire à l'aide de dispositifs appelés « bancs à rouleaux ». En général, une roue montée sur un axe fixe est appliquée sur un tambour en rotation, recouvert d'une surface plus ou moins rugueuse. Quelques plus rares systèmes consistent à faire tourner une roue autour d'un banc fixe, en général circulaire. Un ou plusieurs microphones sont installés à proximité du contact pneumatique-surface. La mise en rotation de l'ensemble doit être suffisamment silencieuse pour que le bruit mesuré soit uniquement dû au contact pneumatique-surface. L'utilisation de moteurs linéaires pour entraîner le tambour est fréquente. De tels équipements permettent d'effectuer des mesures de bruit de roulement dans des conditions maîtrisées et répétables de laboratoire. En revanche, leur principal inconvénient, outre leur coût élevé, est le faible réalisme des revêtements de surface. Il est en effet très difficile de mettre en œuvre de façon réaliste une surface – et plus encore une couche de roulement – représentative d'une véritable chaussée. La courbure de la surface contribue également à cette faible représentativité. De ce fait, les mesures en laboratoire sont en général réservées à la validation de modèles physiques ou à l'optimisation acoustique de pneumatiques.

## 3. Modélisation

Il existe deux types d'approche pour la modélisation du **bruit** de contact pneumatique/chaussée (figure 13) : les **modèles physiques déterministes** et les **modèles statistiques**. Les données d'entrée du modèle sont en règle générale les propriétés géométriques et mécaniques du

pneumatique et de la chaussée. La sortie du modèle est une estimation du niveau sonore émis soit à proximité du pneumatique, soit en bord de voie, suivant la méthode expérimentale à laquelle le modèle est comparé.

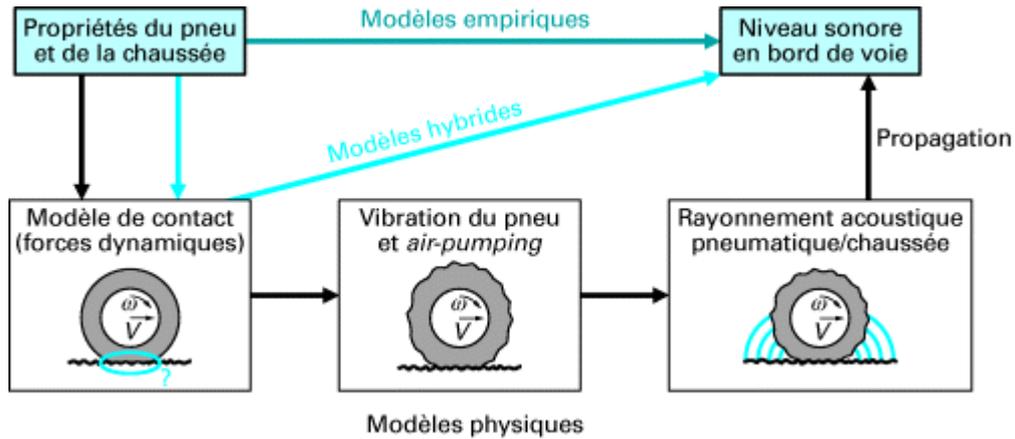


Figure 13 - Les différentes approches pour modéliser le bruit de roulement

L'**approche physique déterministe** (§ 3.1) consiste à modéliser l'intégralité des mécanismes physiques à partir des données d'entrée : l'excitation au contact pneumatique/chaussée (§ 3.1.1) permet d'évaluer les sources acoustiques (vibrations du pneu (§ 3.1.2) et mécanismes de pompage d'air (§ 3.1.3)), qui sont ensuite propagées à l'aide d'un modèle de rayonnement (§ 3.1.4). L'**approche statistique** (§ 3.2) consiste à estimer le bruit émis soit à partir de corrélations avec les caractéristiques de la chaussée et/ou du pneu (modèles empiriques (§ 3.2.1)), soit à partir de corrélations avec des quantités issues de la modélisation physique du contact (modèles hybrides (§ 3.2.2)).

### 3.1 Modèles physiques

#### 3.1.1 Excitation au contact pneumatique-chaussée

##### 3.1.1.1 Formulation du problème

L'interaction entre le pneumatique et la chaussée au cours du **roulement** est un problème complexe du fait :

- des grandes dimensions de l'aire de contact (10 par 20 cm environ) par rapport aux échelles de longueurs mises en jeu dans la structure du pneu ;
- de la variation temporelle de l'aire de contact donnant un problème non linéaire ;
- de la nature aléatoire et multi-échelles de la surface de la chaussée ;
- de la présence de forces de frottement et d'adhésion ;
- de la dépendance en fréquence et en température des matériaux composant le pneumatique et la chaussée (viscoélasticité).

Cette complexité mène à faire des hypothèses simplificatrices, notamment à supposer que les efforts de contact tangentiels sont négligeables par rapport aux efforts normaux et que la surface de chaussée est parfaitement rigide par rapport à celle du pneumatique. De plus, le contact est étudié autour de l'état déformé de la carcasse du pneumatique, ce qui permet de faire l'hypothèse des petites perturbations. Dans ces conditions, en utilisant le formalisme de Green, le déplacement normal  $u$  à la surface  $\Sigma(t)$  du pneumatique au cours du roulement peut s'exprimer par la convolution spatio-temporelle suivante :

$$\forall \mathbf{M} \in \Sigma(t), u(\mathbf{M}, t) = \int_0^t \int_{\Sigma_c(\tau)} G(\mathbf{M}; \mathbf{S}; t - \tau) p(\mathbf{S}, \tau) d\Sigma_c(\tau) d\tau \quad (3)$$

où  $\Sigma_c(\tau)$  est l'aire de contact à l'instant  $\tau$ ,  $G$  la fonction de Green (réponse impulsionnelle) du pneumatique et  $p$  la pression de contact normale. L'équation (3) contient plusieurs difficultés : d'une part le problème de contact est couplé avec les vibrations du pneumatique et d'autre part l'aire de

contact, c'est-à-dire la condition aux limites, va fluctuer au cours du temps en raison du roulement. Le contact entre le pneumatique et la chaussée est représenté sur la figure 14, où  $\delta(t)$  est le déplacement au centre de roue (encore appelé « pénétration »),  $z_r(M, t)$  et  $z_p(M, t)$  repèrent respectivement la surface de la chaussée et celle du pneu au point M à l'instant  $t$ .

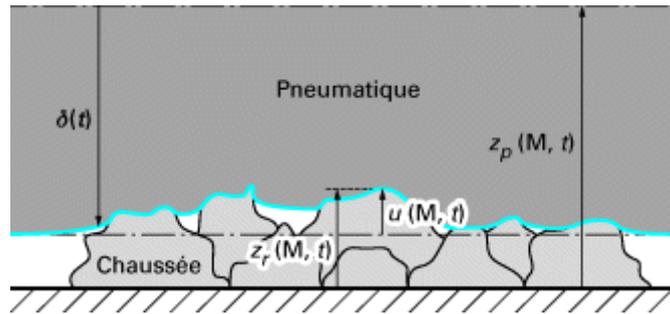


Figure 14 - Description du contact pneumatique/chaussée

Les conditions de contact normal s'expriment alors par :

$$\begin{cases} \forall M \in \bar{\Sigma}_c(t), h(M, t) > 0 \text{ et } p(M, t) = 0 & \text{Séparation} \\ \forall M \in \Sigma_c(t), h(M, t) = 0 \text{ et } p(M, t) > 0 & \text{Contact} \end{cases} \quad (4)$$

où  $\bar{\Sigma}_c(t)$  est l'ensemble des points de la surface du pneumatique où il n'y a pas contact à l'instant  $t$  et  $h(M, t) = u(M, t) - z_r(M, t) + \delta(t) + z_p(M, t)$  est la distance entre la surface du pneu déformé et celle de la chaussée une fois le contact établi à l'instant  $t$ . La première condition (4) traduit le fait que, lorsque les deux corps sont séparés, le pneumatique se situe au-dessus de la surface de la chaussée et la pression de contact est nulle. La seconde condition signifie que, lorsqu'il y a contact, la surface du pneumatique repose sur celle de la chaussée et la pression de contact est strictement positive (hypothèse de contact compressif). Les conditions de l'équation (4) mènent à un **problème de contact non linéaire** qu'il faut résoudre à chaque instant.

En pratique, il est compliqué de résoudre le problème de contact pneumatique/chaussée directement à partir de l'équation (3) car le calcul de la fonction de Green  $G$  pour un pneumatique réel et à l'échelle d'une surface de chaussée en trois dimensions est difficile. Une hypothèse courante est de prendre en compte uniquement les vibrations de la ceinture du pneu et de supposer qu'à chaque instant la bande de roulement du pneu se déforme en statique au niveau du contact avec la chaussée. L'approche la plus simple, suivie par Kropp [4] en 2D puis par Hamet et Klein [5] en 3D, est de modéliser la bande de roulement du pneumatique par un ensemble de ressorts indépendants en contact avec la surface de la chaussée. La bande de roulement peut également être approchée par un massif semi-infini élastique ([6], [7]) ou viscoélastique [8]. Seul le cas élastique sera présenté ici. Le problème de contact à chaque instant s'apparente alors au problème de Boussinesq [9], qui peut se résoudre soit par approche directe, soit par approche multi-aspérités.

### 3.1.1.2 Résolution par approche directe

Dans la suite, le système de coordonnées cartésiennes  $(O, x, y, z)$  est adopté. Le problème de contact normal en surface d'un massif semi-infini élastique s'exprime par [9] :

$$\begin{aligned} \forall (x, y) \in \Sigma, u(x, y) &= \iint_{\Sigma_c} p(\xi, \eta) T(x, y; \xi, \eta) d\xi d\eta \\ \forall (x, y) \in \Sigma_c, u(x, y) &= z_r(x, y) - \delta - z_p(x, y) \text{ et } p(x, y) > 0 \end{aligned} \quad (5)$$

où  $T$  est la fonction d'influence de Boussinesq définie par :

$$\forall (x, y; x', y') \in \Sigma, T(x, y; x', y') = \frac{1 - \nu^2}{\pi E \sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}} \quad (6)$$

où  $E$  est le module d'Young du massif élastique et  $\nu$  son coefficient de Poisson. La première équation du système (5) donne la relation intégrale entre pression de contact et déplacement en surface du massif, tandis que la seconde exprime les conditions de contact compressif.

Pour résoudre le problème de contact, la surface du massif semi-infini est alors discrétisée en  $n$  éléments  $(x_i, y_i)$  de dimensions  $2h_x$  par  $2h_y$  (figure 15).

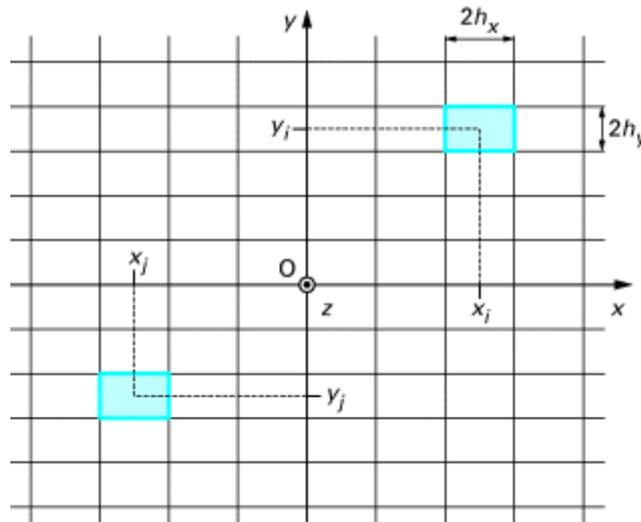


Figure 15 - Discretisation de la surface du massif semi-infini

Le système (5) s'écrit alors sous forme matricielle :

$$\begin{aligned} \mathbf{u} &= \mathbf{A}\mathbf{p} \text{ en surface du massif} \\ \mathbf{u} &= \mathbf{z}_r - \delta - \mathbf{z}_p \text{ et } \mathbf{p} > \mathbf{0} \text{ si contact} \end{aligned} \quad (7)$$

ce qui conduit à la relation suivante pour l'ensemble des points en contact :

$$\mathbf{A}\mathbf{p} = \mathbf{z}_r - \delta - \mathbf{z}_p \text{ et } \mathbf{p} > \mathbf{0} \text{ si contact} \quad (8)$$

Le problème (8) peut alors se résoudre à l'aide d'un algorithme itératif [10] consistant à inverser successivement la relation  $\mathbf{A}\mathbf{p} = \mathbf{z}_r - \delta - \mathbf{z}_p$  pour obtenir les pressions de contact. À chaque itération, les points où la pression est négative ou nulle sont supprimés de l'aire de contact et l'algorithme continue jusqu'à ce que toutes les pressions de contact soient strictement positives.

La figure 16 présente un résultat de calcul par méthode directe pour un pneumatique lisse de véhicule léger en contact avec une surface de chaussée de type BBSG 0/10 (cf. tableau 1, § 4.2).

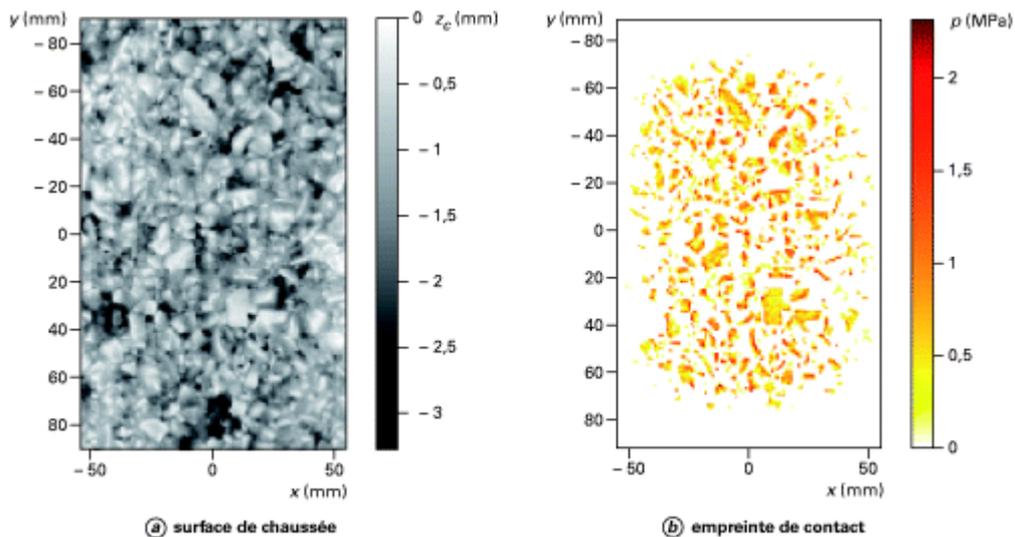


Figure 16 - Calcul de la distribution de pression de contact à l'interface entre un pneu lisse et une surface de chaussée réelle

La charge totale appliquée sur le pneumatique est de 2500 N. Le module d'Young  $E$  du massif semi-infini est de 2,4 MPa, tandis que le coefficient de Poisson  $\nu$  est fixé à 0,5. La figure 16 donne la distribution de la pression de contact à l'interface entre le pneumatique et la chaussée. La résolution spatiale du maillage est  $h_x = h_y = 0,5$  mm, soit une taille de pixels de 1 mm par 1 mm sur la figure. Il est possible de distinguer clairement le contact sur chacune des aspérités de la chaussée. Notons que le calcul de cette seule empreinte a pris environ 30 heures. Sachant que pour une application acoustique il faut calculer l'empreinte de contact à chaque instant, il apparaît indispensable de développer des méthodes de calcul plus efficaces et plus rapides. C'est tout l'enjeu de la méthode multi-aspérités à deux échelles exposée ci-dessous.

### 3.1.1.3 Résolution par approche multi-aspérités à deux échelles

Le modèle de contact multi-aspérités repose sur une partition de la surface de la chaussée en  $N$  aspérités. Sur chaque aspérité  $k$ , la relation locale entre la force de contact  $P_k$  et le déplacement  $\delta_k$  au sommet de l'aspérité peut être identifiée et s'écrit sous la forme :

$$P_k = f_k(\delta_k) \quad (9)$$

où  $f_k$  est une fonction non linéaire continue, nulle pour  $\delta_k < 0$  (contact compressif). Cette relation locale, encore appelée « loi de contact », est connue de façon analytique pour des aspérités de forme simple (sphères, cônes, cylindres). Pour des aspérités de forme quelconque, elle peut être calculée à l'aide de la méthode de résolution directe (cf. §3.1.1.2).

Le principe de résolution du problème de Boussinesq par approche multi-aspérités est d'effectuer le calcul en deux étapes (figure 17). La première étape, dite « macro-échelle », consiste à déterminer la distribution des forces de contact  $P_k$  au sommet des aspérités. La seconde étape vise à calculer la distribution de pression sur chacune des aspérités en partant des forces obtenues à macro-échelle.

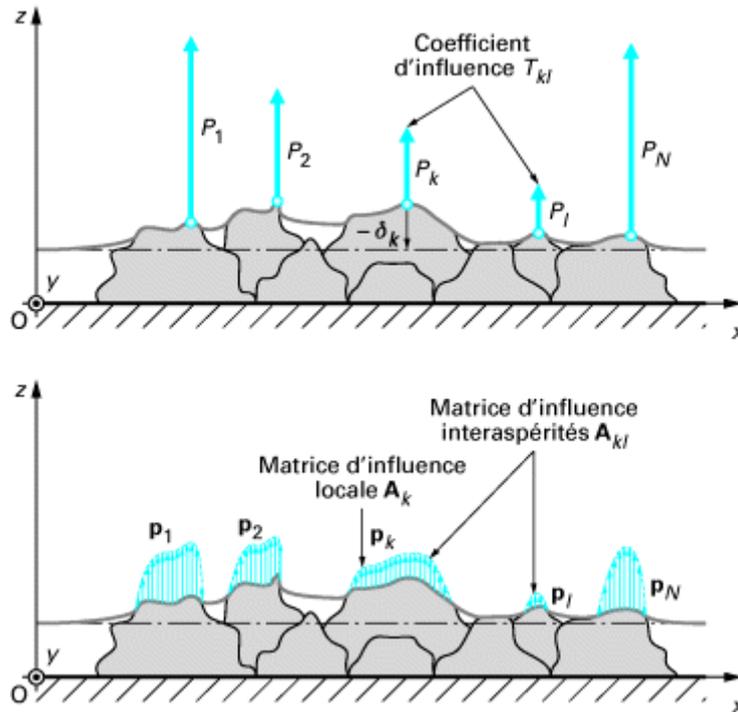


Figure 17 - Principe de résolution par approche multi-aspérités

Moyennant certaines hypothèses, le problème à macro-échelle est gouverné par le système d'équations non linéaires suivant :

$$\forall k \in [1, N], P_k = f_k(\delta_k) = f_k \left( z_{ck} - \delta - z_{pk} - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^{l=N} T_{kl} P_l \right) \quad (10)$$

où les coefficients d'influence  $T_{kl}$  sont définis par l'équation (6). Le problème non linéaire peut être résolu à l'aide de la méthode de Newton-Raphson. Le calcul multi-aspérités à micro-échelle peut ensuite se formuler sous la forme d'un problème itératif de Gauss-Seidel par blocs :

$$\mathbf{A}_{kk} \mathbf{p}_k^{m+1} = \mathbf{z}_{rk} - \delta^m - \mathbf{z}_{pk} - \sum_{l=1}^{k-1} \mathbf{A}_{kl} \mathbf{p}_l^{m+1} - \sum_{l=k+1}^N \mathbf{A}_{kl} \mathbf{p}_l^m \quad (11)$$

où  $\mathbf{p}_k$  est la distribution de pression locale sur l'aspérité  $k$ ,  $\mathbf{A}_{kk}$  est la matrice d'influence locale sur l'aspérité  $k$  et  $\mathbf{A}_{kl}$  est la matrice d'influence entre les aspérités  $k$  et  $l$ . La distribution de pression initiale sur chaque aspérité est calculée par méthode directe locale à l'aide des forces de contact obtenues à macro-échelle.

La figure 18 donne le résultat de calcul multi-aspérités à deux échelles pour un pneumatique de véhicule léger lisse en contact avec une surface de chaussée de type BBSG 0/10.

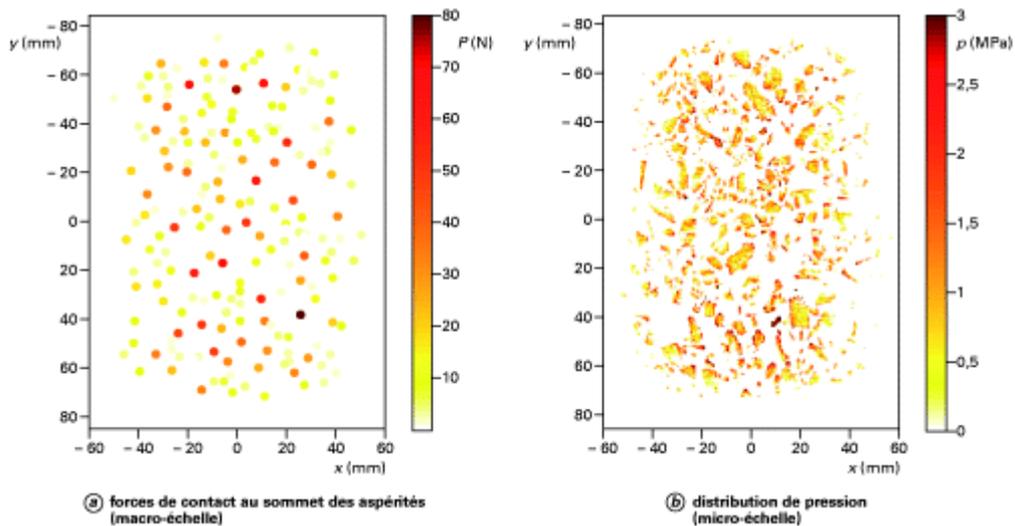


Figure 18 - Calcul de contact à deux échelles à l'interface entre un pneu lisse et une surface de chaussée réelle

Les paramètres de chargement et de comportement élastique sont les mêmes qu'au paragraphe 3.1.1.2. La résolution du maillage est plus fine :  $h_x = h_y = 0,2$  mm, soit une taille de pixels de 0,2 mm par 0,2 mm sur la figure. Notons que cette méthode de calcul est plus rapide que la méthode directe : de l'ordre de quelques secondes pour l'étape macro-échelle, quelques minutes pour obtenir la distribution de pression initiale et une douzaine d'heures pour obtenir la distribution de pression finale, identique au résultat de la méthode directe. La méthode ouvre donc des perspectives intéressantes pour une application au bruit de roulement.

### 3.1.2 Réponse vibratoire du pneumatique

De nombreuses approches existent pour modéliser la réponse vibratoire du pneumatique, parmi lesquelles il est possible de citer :

- les modèles analytiques, tels que l'anneau circulaire sur fondation élastique [11], le modèle de plaque orthotrope [4] [12], le modèle 3D à deux couches élastiques [13], le modèle 3D à plusieurs couches viscoélastiques [14] ;
- les modèles numériques 2D, par exemple l'approche par membrane toroïdale à éléments non linéaires [15] ou l'approche par éléments de coque multicouches [16] ;
- les modèles éléments finis 3D tels que l'approche modale classique [17], l'approche arbitrairement lagrangienne eulérienne (ALE) [18] ou encore le modèle périodique [19] [20].

D'une manière générale, le calcul de la réponse impulsionnelle du pneu passe par les équations du mouvement, s'écrivant sous la forme :

$$\mathbf{L}\{u(\mathbf{M}, t)\} = q(\mathbf{M}, t) \quad (12)$$

où  $u(\mathbf{M}, t)$  est le déplacement d'un point  $\mathbf{M}$  du pneumatique,  $q$  est l'effort de contact extérieur (force linéique, pression ou force suivant les formulations) appliqué au point  $\mathbf{M}$  et  $\mathbf{L}$  est un opérateur différentiel linéaire auquel il faut ajouter des conditions aux limites. La fonction de Green  $G$  du pneumatique est alors définie par :

$$\mathbf{L}\{G(\mathbf{M}; \mathbf{S}; t - \tau)\} = \delta(\mathbf{M} - \mathbf{S})\delta(t - \tau) \quad (13)$$

$G$  est le déplacement engendré au point  $\mathbf{M}$  lorsqu'un effort de contact unitaire est appliqué au point  $\mathbf{S}$ . Elle vérifie les mêmes conditions aux limites que le problème général de l'équation (12). Dans la suite, seuls quelques exemples de modèles vibratoires de pneumatique sont présentés : le modèle analytique d'anneau circulaire sur fondation élastique, le modèle de plaque orthotrope et le modèle par éléments finis.

#### 3.1.2.1 Anneau circulaire sur fondation élastique

On considère sur la figure 19 un anneau sur fondation élastique (zone hachurée) en rotation à la vitesse  $\Omega$ . L'anneau est approché par une poutre circulaire de rayon  $R$  et de section droite

rectangulaire d'épaisseur  $h$  et de largeur  $b$  (perpendiculaire au plan de la figure). On suppose que les hypothèses de Bernoulli-Euler sont satisfaites, à savoir que les sections droites restent planes et perpendiculaires à la fibre moyenne après déformation. Les déformations transverses sont négligées, de sorte que les déformations s'effectuent uniquement dans la direction  $\theta$ .

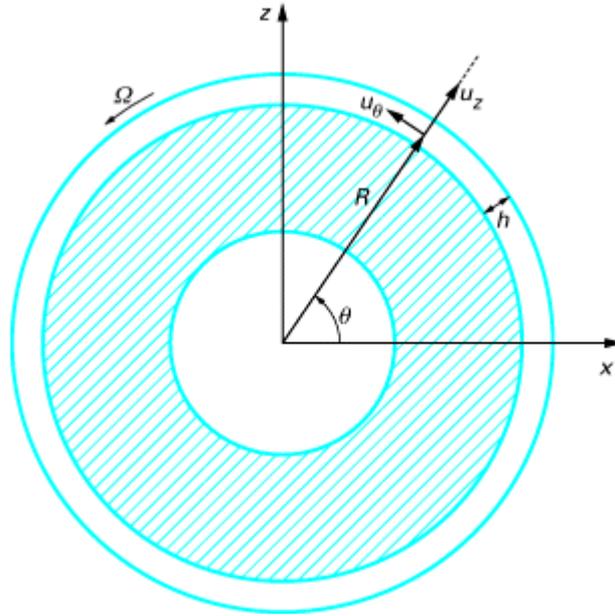


Figure 19 - Anneau circulaire sur fondation élastique

Les équations du mouvement s'écrivent alors sous la forme matricielle :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{q} \quad (14)$$

où  $\mathbf{u} = \{u_z(\theta, t), u_\theta(\theta, t)\}^t$  est le vecteur déplacement en un point de la fibre moyenne de l'anneau,  $\mathbf{q} = \{q_z(\theta, t), q_\theta(\theta, t)\}^t$  est le vecteur des efforts extérieurs (forces linéiques),  $\mathbf{M}$  la matrice de masse,  $\mathbf{C}$  la matrice gyroscopique et  $\mathbf{K}$  la matrice de raideur du problème s'exprimant par :

$$\mathbf{M} = \begin{vmatrix} \rho S & 0 \\ 0 & \rho S \end{vmatrix}; \quad \mathbf{C} = \begin{vmatrix} 0 & -2\rho S\Omega \\ 2\rho S\Omega & 0 \end{vmatrix}; \quad \mathbf{K} = \begin{vmatrix} K_{zz} & K_{z\theta} \\ K_{\theta z} & K_{\theta\theta} \end{vmatrix} \quad (15)$$

où  $\rho$  est la masse volumique du matériau constituant l'anneau,  $S$  est l'aire d'une section droite et :

$$\begin{cases} K_{zz} = \frac{EI}{R^4} \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} - \left( \frac{p_0 b}{R} + \rho S \Omega^2 \right) \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{K}{R^2} + \frac{p_0 b}{R} + k_z \\ K_{z\theta} = -K_{\theta z} = -\frac{EI}{R^4} \frac{\partial^3}{\partial \theta^3} + \left( \frac{K}{R^2} + \frac{2p_0 b}{R} + 2\rho S \Omega^2 \right) \frac{\partial}{\partial \theta} \\ K_{\theta\theta} = -\left( \frac{EI}{R^4} + \frac{K}{R^2} + \frac{p_0 b}{R} + \rho S \Omega^2 \right) \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{p_0 b}{R} + k_\theta \end{cases} \quad (16)$$

avec  $E$  le module d'Young de la poutre,  $I$  son moment quadratique,  $K = Ebh$ ,  $p_0$  la pression de gonflage de l'anneau et  $k_r$  et  $k_\theta$  les constantes de raideur de la fondation élastique dans les directions radiales et circonférentielles.

Les déplacements  $u_z$  et  $u_\theta$  étant des fonctions  $2\pi$ -périodiques suivant  $\theta$ , il est possible de les décomposer en séries de Fourier suivant la variable  $\theta$  [11] :

$$\begin{aligned} \{u_z(\theta, t), u_\theta(\theta, t)\}^t &= \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \{u_{zn}(t), u_{\theta n}(t)\}^t e^{jn\theta} \\ \text{où } \{u_{zn}(t), u_{\theta n}(t)\}^t &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \{u_z(\theta, t), u_\theta(\theta, t)\}^t e^{-jn\theta} d\theta \end{aligned} \quad (17)$$

Les fréquences propres de l'anneau se calculent ensuite de façon classique en supposant des modes propres harmoniques en temps :

$$\{u_{zn}(t), u_{\theta n}(t)\}^t = \{A_n, B_n\}^t e^{j\omega_n t} \quad (18)$$

En combinant les équations (17) et (18) et en les injectant dans le système matriciel (14) avec  $\mathbf{q} = \mathbf{0}$ , il est possible de déterminer les fréquences propres de l'anneau. En règle générale, pour  $|n| > 0$ , il existe quatre fréquences propres distinctes  $\omega_{nk}$  ( $k = 1, 2, 3, 4$ ), groupées en deux paires dont les fréquences sont proches mais non égales en raison de la bifurcation engendrée par l'accélération de Coriolis. Si  $\Omega = 0$ , la séparation des modes disparaît et il existe seulement deux fréquences propres. La plus faible correspond à un mode de vibration inextensible (le mouvement transverse domine) et la seconde, plus élevée, correspond à un mode de vibration extensible (le mouvement circonférentiel domine). La figure 20 représente les déformées modales inextensibles et extensibles pour  $n = 2, 3$  et 4. Pour  $n = 0$ , il existe deux fréquences propres, la plus faible correspond à un mode de vibration circonférentiel sans déplacement transverse et la seconde à un mode dit de « respiration ».

**Nota** : le cas  $n = 1$  correspond à un mouvement de corps rigide, sans déformation de l'anneau.

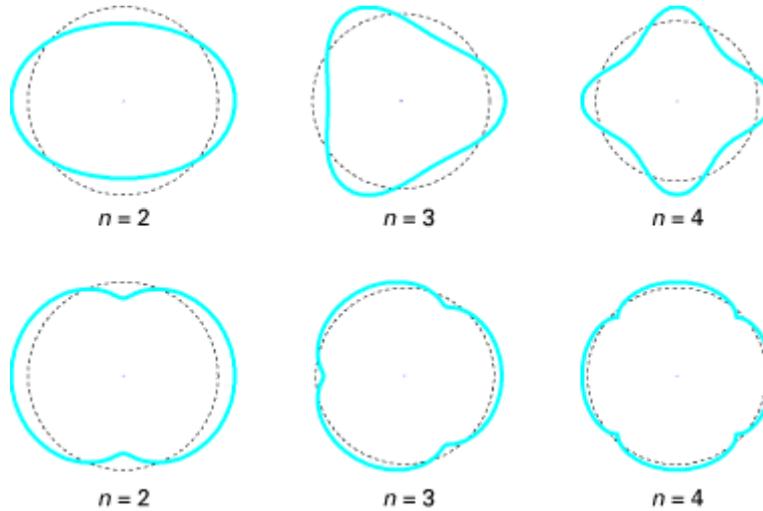


Figure 20 - Modes inextensibles (haut) et extensibles (bas) pour  $n = 2, 3$  et 4 dans le cas du modèle d'anneau sur fondation élastique

Pour le traitement du problème de contact, il est nécessaire de calculer la fonction de Green de l'anneau. Pour un mode donné, la matrice des fonctions de Green  $\mathbf{G}_n(\omega)$  est par définition l'inverse de la matrice de rigidité dynamique :

$$\mathbf{G}_n(\omega) = (-\omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C}_n + \mathbf{K}_n)^{-1} \quad (19)$$

et la matrice des fonctions de Green totale dans le domaine fréquentiel s'écrit, par recombinaison modale :

$$\mathbf{G}(\omega) = \begin{pmatrix} G_{zz}(\omega) & G_{z\theta}(\omega) \\ G_{\theta z}(\omega) & G_{\theta\theta}(\omega) \end{pmatrix} = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \mathbf{G}_n(\omega) e^{jn\theta} \quad (20)$$

Le module de la fonction de Green  $G_{zz}$  de l'anneau est tracé en fonction de la fréquence  $f$  sur la figure 21 pour des paramètres proches de ceux d'un pneumatique, proposés par [21]. Les résultats sont présentés pour  $\Omega = 0$  et prise en compte d'un amortissement de Rayleigh du type  $\mathbf{C}_n = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K}_n$ . Sur la figure, les fréquences de résonance de l'anneau sont clairement identifiables.

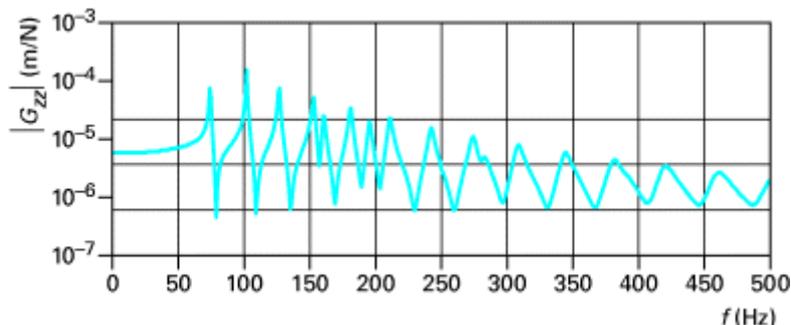


Figure 21 - Fonction de Green  $G_{zz}(f)$  de l'anneau sur fondation élastique

Le modèle d'anneau circulaire sur fondation élastique est une bonne approximation du comportement vibratoire d'un pneumatique jusqu'à 500 Hz environ [22]. La fonction de Green temporelle du pneu peut s'obtenir par transformation de Fourier inverse.

### 3.1.2.2 Plaque orthotrope

Le modèle de plaque orthotrope, décrit sur la figure 22, a initialement été proposé par Kropp [4]. Il consiste à approcher la ceinture et les flancs du pneumatique par une plaque mince précontrainte ayant un comportement élastique orthotrope, c'est-à-dire une raideur différente suivant les directions  $x$  et  $y$ . La plaque repose sur une fondation élastique matérialisant la pression de gonflage. La courbure du pneumatique n'est pas prise en compte dans ce modèle.

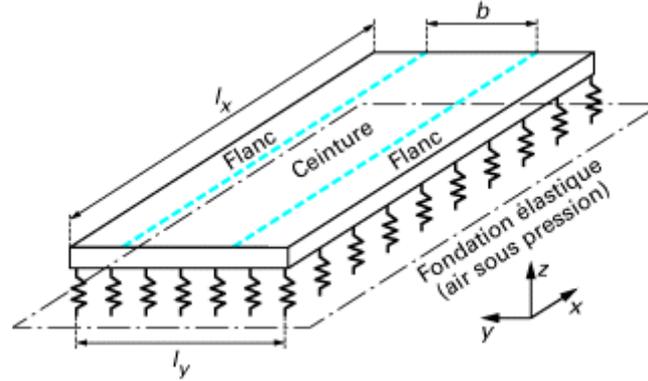


Figure 22 - Modèle de plaque orthotrope

Les équations du mouvement de la plaque orthotrope s'écrivent [12] :

$$\mathbf{L}\{u(x, y, t)\} = q(x, y, t) \quad (21)$$

avec  $\mathbf{L} = -T_0 \left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) + B_x \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\sqrt{B_x B_y} \frac{\partial^2}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} + B_y \frac{\partial^4}{\partial y^4} + s_a + m'' \frac{\partial^2}{\partial t^2}$

où  $q$  est l'effort de contact extérieur (pression de contact),  $T_0$  est la précontrainte,  $B_x$  et  $B_y$  sont respectivement les raideurs suivant  $x$  et suivant  $y$ ,  $m''$  est la masse de la plaque par unité de surface et  $s_a$  est la raideur de la fondation élastique. Les conditions aux limites s'écrivent :

$$\begin{cases} u(x + l_x, y, t) = u(x, y, t) \\ u(x, y, t) = \partial^2 u(x, y, t) / \partial y^2 = 0 \text{ pour } y = 0 \text{ et } y = l_y \end{cases} \quad (22)$$

La première condition de périodicité est liée au fait que le pneumatique est circulaire. La seconde condition traduit le fait qu'il n'y a pas de mouvement au niveau de la jante.

En manipulant les transformées de Fourier spatiales et temporelle, la fonction de Green du problème s'écrit sous la forme [12] :

$$G(x/x_0, y/y_0, t/\tau) = \sum_{n=1}^{+\infty} G_n(x/x_0, t/\tau) \sin(k_{yn}y) \quad (23)$$

avec  $k_{yn} = n\pi / l_y$

et :

$$G(x/x_0, t/\tau) = \frac{4 \sin(k_{yn}y_0)}{l_x l_y m''} \sum_{m=0}^{+\infty} \varepsilon_m \frac{\cos(k_{xm}(x - x_0)) \sin(\Omega_{nm}(t - \tau))}{\Omega_{nm}} \cdot e^{-\eta_{nm} \Omega_{nm} (t - \tau)} H(t - \tau) \quad (24)$$

où  $k_{xm} = 2m\pi / l_x$ ,  $\varepsilon_0 = 0,5$ ,  $\varepsilon_m = 1$  et  $H$  est la fonction de Heaviside

et :

$$\begin{cases} \Omega_{nm} = \Re(\sqrt{z}) \\ \eta_{nm} = \Im(\sqrt{z}) / \Omega_{nm} \end{cases} \text{ avec } z = \left( k_{xm}^4 \underline{B}_x + 2k_{xm}^2 k_{yn}^2 \sqrt{\underline{B}_x \underline{B}_y} + k_{yn}^4 \underline{B}_y + (k_{xm}^2 + k_{yn}^2) \underline{T}_0 + \underline{s}_a \right) / m''$$

$\Omega_{nm}$  sont les pulsations propres de la plaque et  $\eta_{nm}$  les amortissements pour chaque mode.  $z$  est une variable complexe calculée à partir des caractéristiques complexes de la plaque  $(\underline{T}_0 = T_0(1 + j\eta_T), \underline{B}_x = B_x(1 + j\eta_{Bx}), \underline{B}_y = B_y(1 + j\eta_{By}), \underline{s}_a = s_a(1 + j\eta_s))$  permettant de prendre en compte l'amortissement structurel  $(\eta_T, \eta_{Bx}, \eta_{By}, \eta_s)$ .

La fonction de Green de la plaque est tracée sur la figure 23 pour des paramètres proches de ceux d'un pneumatique, proposés par [12]. Les résultats sont présentés pour  $x - x_0 = 0, y = l_y / 2$  (centre de la bande de roulement) et une pression de contact uniforme sur la largeur de la bande de roulement  $b$ . La figure 23a donne la réponse impulsionnelle de la plaque orthotrope : le signal est amorti au cours du temps. La figure 23b donne la fonction de Green dans le domaine fréquentiel, où les fréquences propres sont clairement identifiables. Le modèle de plaque orthotrope est une bonne approximation du comportement vibratoire d'un pneumatique jusqu'à 1 000 Hz environ.

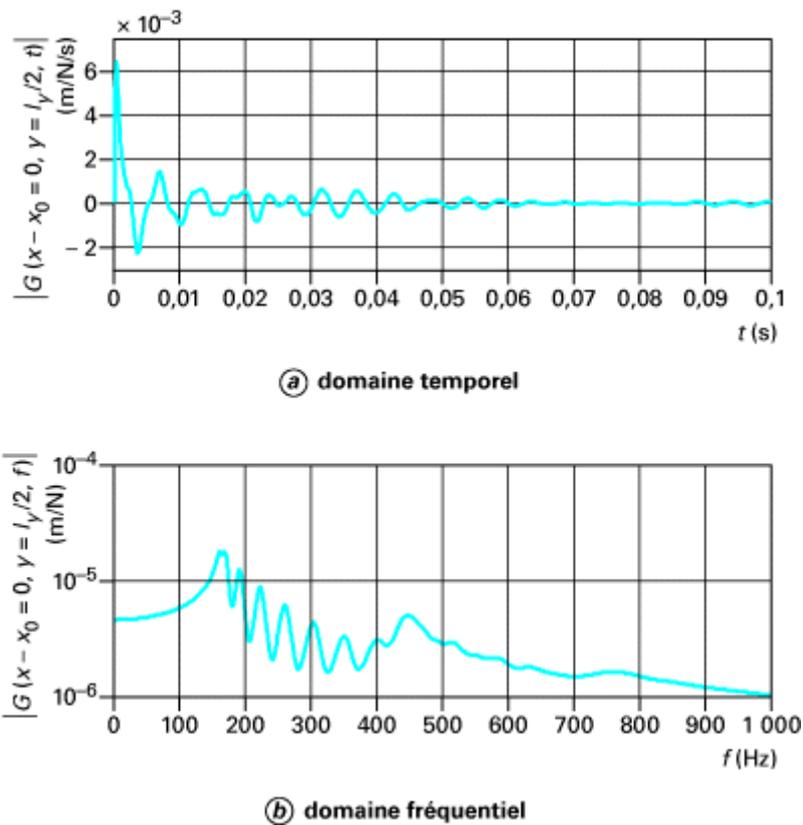


Figure 23 - Fonction de Green de la plaque orthotrope dans le domaine temporel (a) et fréquentiel (b) pour  $x - x_0 = 0$  et  $y = l_y / 2$

### 3.1.2.3 Modèle par éléments finis

La méthode des éléments finis modélise le pneumatique avec plus de finesse que les modèles simplifiés d'anneau ou de plaque. Elle peut notamment prendre en compte la géométrie exacte du pneumatique (courbure, sculpture de la bande de roulement) et intégrer l'ensemble des matériaux composant les différentes parties du pneumatique. Elle est donc plus propice à l'optimisation des propriétés vibratoires du pneumatique que les modèles précédents.

La méthode des éléments finis est largement utilisée en mécanique des structures pour l'analyse des solides déformables. L'analyse des vibrations du pneumatique se limite ici au problème d'un solide élastique en petites déformations.

D'une manière générale, pour un solide élastique  $\Omega$  de frontière  $\partial\Omega = \partial_u\Omega \cup \partial_F\Omega$  (figure 24), le problème d'élastodynamique revient à trouver le champ vectoriel de déplacement  $\mathbf{u}$ , les tenseurs d'ordre 2 de déformations  $\boldsymbol{\varepsilon}$  et de contraintes  $\boldsymbol{\sigma}$  à l'intérieur du solide tels que :

$$\begin{cases} \mathbf{u} = \mathbf{u}_d \text{ sur } \partial_u \Omega \\ \boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2} (\mathbf{grad} \mathbf{u} + \mathbf{grad}^T \mathbf{u}) \\ \left\{ \begin{array}{l} \mathbf{div} \boldsymbol{\sigma} + \mathbf{f} = \rho \frac{\partial^2 \mathbf{u}}{\partial t^2} \text{ dans } \Omega \\ \boldsymbol{\sigma} \otimes \mathbf{n} = \mathbf{F} \text{ sur } \partial_F \Omega \\ \boldsymbol{\sigma} = \mathbf{D} \otimes \otimes \boldsymbol{\varepsilon} \end{array} \right. \end{cases} \quad (26)$$

où  $\mathbf{u}_d$  est le champ vectoriel de déplacement imposé sur la frontière  $\partial_u \Omega$ ,  $\mathbf{F}$  est le champ de force imposé sur la frontière  $\partial_F \Omega$ ,  $\mathbf{n}$  est la normale extérieure au solide,  $\rho$  est la masse volumique,  $\mathbf{f}$  est la densité volumique de force appliquée dans  $\Omega$  et  $\mathbf{D}$  est le tenseur des constantes d'élasticité d'ordre 4.  $\otimes$  est le produit tensoriel contracté et  $\otimes \otimes$  est le produit tensoriel doublement contracté.

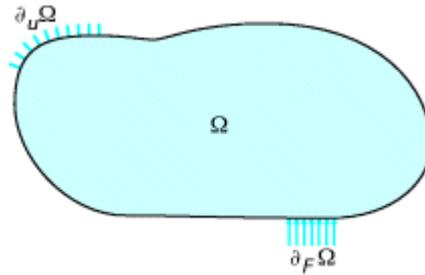


Figure 24 - Solide élastique déformable

La méthode des éléments finis repose sur la formulation variationnelle du problème puis la discrétisation du domaine  $\Omega$  (maillage) qui mène à une équation différentielle du second ordre ordinaire [23] :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{q} \quad (27)$$

où  $\mathbf{u}$  est le vecteur des déplacements aux nœuds du maillage,  $\mathbf{q}$  est le vecteur des efforts extérieurs,  $\mathbf{M}$  est la matrice de masse et  $\mathbf{K}$  est la matrice de raideur. L'étude de la réponse vibratoire du système nécessite en général d'ajouter de l'amortissement :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{q} \quad (28)$$

Le problème dans le domaine fréquentiel s'écrit alors :

$$\mathbf{D}(\omega)\mathbf{u}(\omega) = \mathbf{q}(\omega) \text{ avec } \mathbf{D}(\omega) = \mathbf{K} + j\omega\mathbf{C} - \omega^2\mathbf{M} \quad (29)$$

où  $\mathbf{D}$  est la matrice de rigidité dynamique. La matrice des fonctions de Green  $\mathbf{G}$  du problème est alors l'inverse de la matrice de rigidité dynamique.

L'étude par éléments finis de la vibration d'un pneumatique s'effectue soit par approche modale classique, soit par approche périodique exploitant la symétrie de révolution du pneumatique non écrasé. La seconde approche, présentée dans [19] et [21], est plus rapide en temps de calcul. Elle utilise également moins de ressources mémoire sur l'ordinateur, ce qui permet d'étudier les vibrations jusqu'à 5 000 Hz, alors que l'approche modale classique est limitée à 500 Hz. La figure 25 montre le maillage d'un pneumatique pour l'approche classique et celui pour le modèle périodique. La figure présente l'état précontraint du pneumatique sous une pression de gonflage de 2 bars. La réduction du nombre de degrés de liberté du problème par éléments finis dans le cas du modèle périodique est évidente.

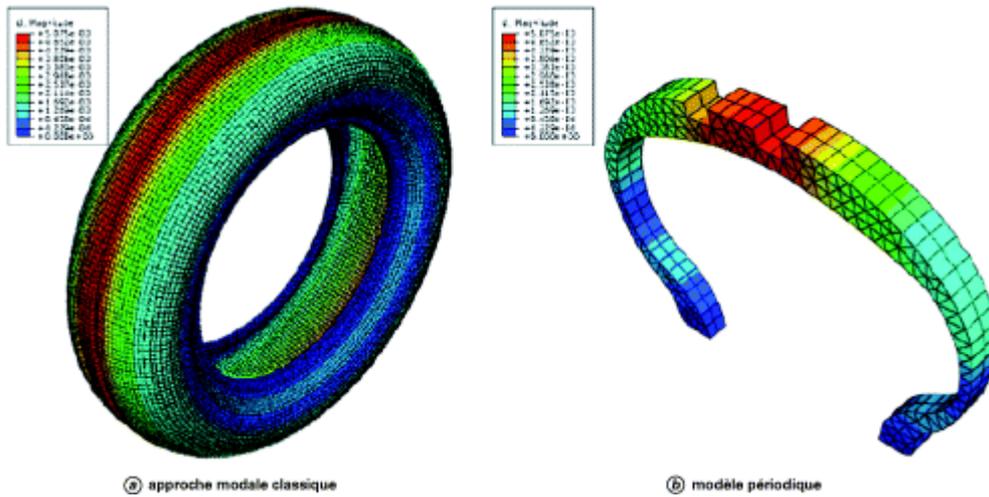


Figure 25 - Maillage d'un pneumatique précontraint (pression de gonflage de 2 bars) pour l'approche modale classique (a) et le modèle périodique (b) [21]

La figure 26 donne la fonction de Green en surface du pneu de la figure 25 pour le point situé au centre de la bande de roulement. Les approches classique et périodique sont comparées jusqu'à une fréquence de 600 Hz. Les deux approches sont en très bon accord. La méthode périodique permet de calculer la fonction de Green jusqu'à environ 2 000 Hz sur la figure [21]. Le lecteur remarquera également le bon accord avec la réponse fréquentielle de la plaque orthotrope présentée sur la figure 23.

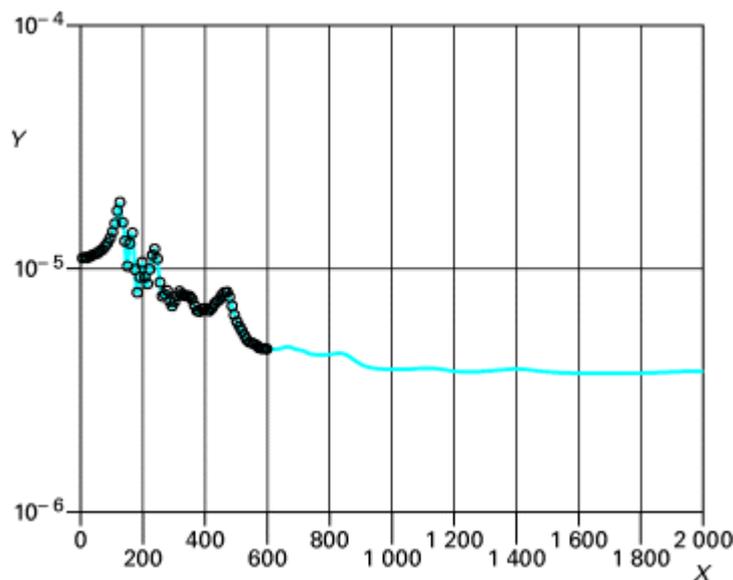


Figure 26 - Fonction de Green du pneumatique obtenue par approche classique (ronds) et modèle périodique (trait plein) pour une pression de gonflage de 2 bars [21]

### 3.1.3 Mécanismes de pompage d'air

Pour modéliser le pompage d'air, Hayden [24] considère que, lors du roulement, l'air est expulsé des cavités par la déformation de la gomme à l'avant du pneumatique puis aspiré à l'intérieur des vides créés à la sortie de la zone de contact. Cette fluctuation de débit d'air au niveau des bords d'attaque et de fuite est modélisée par un monopôle acoustique (ondes sphériques) pour lequel la pression acoustique  $p$  est reliée à la fluctuation du volume  $v$  de la source par [25] :

$$p(r, t) = \frac{\rho}{4\pi r} \left[ \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right]_{t-(r-a)/c} \quad (30)$$

où  $r$  est la distance radiale par rapport à l'origine de la source,  $a$  est le rayon de la source sphérique,  $\rho$  est la masse volumique de l'air et  $c$  est la célérité du son. Cette théorie est mise en pratique par

Plotkin et coauteurs [26] pour deux types de pneumatiques. Ronneberger [27] a également utilisé une approche similaire pour calculer le bruit dû au pompage d'air dans le cas d'un pneumatique lisse roulant sur une chaussée rugueuse.

Gagen [28] propose une modélisation du phénomène de pompage d'air en dérivant une équation d'onde à partir des équations d'Euler. Il considère le problème d'écoulement d'air dans une rainure du pneu compressée par le haut et ouverte à une extrémité. Il montre que la théorie du monopôle acoustique de Hayden n'est plus suffisante dans ce cas pour décrire les mécanismes non linéaires mis en jeu. À partir des équations de la dynamique des fluides, il obtient une solution analytique du problème acoustique pour une cavité comprimée. L'énergie cinétique  $E_c$  de l'air expulsé d'une rainure du pneu comprimée est proportionnelle au carré de la vitesse  $V$  du véhicule :

$$E_c = \frac{\rho w A^3 L^3 V^2}{2(1 - A/d_0)d_0^4} \quad (31)$$

où  $L$  est la largeur de la rainure,  $d_0$  est sa longueur initiale avant compression et  $w$  sa profondeur.  $A$  est la longueur de la cavité lorsqu'elle est entièrement comprimée.

Récemment, Eisenblaetter et coauteurs [29] ont étudié le bruit engendré par une cavité percée dans une couche de gomme collée sur un cylindre et roulant sur une surface lisse. Ils constatent que la théorie de Hayden [24] ne suffit pas à expliquer le bruit émis lors de la phase de chargement de la cavité et qu'il est également difficile de retrouver l'énergie mesurée à l'aide du modèle énergétique de Gagen [28]. Toutefois, le modèle de résonance d'air (résonateur de Helmholtz) proposé par Nilsson et coauteurs [30] et appliqué dans [29] semble bien reproduire le rayonnement acoustique mesuré lorsque la cavité quitte la zone de contact. Hamet et coauteurs [31] mesurent les fluctuations de pression à l'intérieur d'une cavité de chaussée cylindrique sur laquelle un pneumatique lisse roule à différentes vitesses. Ils montrent que le signal de pression interne de la cavité comporte trois phases lors du passage du pneu : une phase de rapide montée en pression liée au chargement du pneu sur la cavité, une phase de palier où le niveau de pression élevé reste relativement stable avec de faibles oscillations (résonance acoustique de la cavité fermée) et une phase d'oscillations amorties lorsque la cavité s'ouvre progressivement. Cette dernière phase correspond à une résonance d'air (résonateur de Helmholtz), qui est assez bien reproduite à l'aide d'un modèle analytique simple.

Au regard de la complexité du phénomène, les modèles de pompage d'air les plus récents se basent sur la mécanique des fluides numérique (*Computational Fluid Dynamics* – CFD). Une approche hybride est proposée par Kim et coauteurs [32]. L'étude la plus approfondie sur le sujet est menée dans la thèse de Conte [33], qui propose la modélisation CFD des phénomènes de pompage d'air en 2D puis en 3D pour une cavité isolée ou des séries de cavités. Le modèle est appliqué à des profils de texture de chaussées réelles puis couplé avec un modèle de rayonnement acoustique par éléments de frontière, permettant d'estimer le bruit émis.

### 3.1.4 Rayonnement acoustique du pneumatique et effet dièdre

Les sources acoustiques créées par les mécanismes de contact et aérodynamiques dans la zone de contact, ainsi que les vibrations en surface du pneumatique lors du roulement, vont engendrer le rayonnement acoustique de l'ensemble pneumatique/chaussée. Le bruit émis est accru par l'effet dièdre (cf. § 1.3.1), qui peut être atténué lorsque la surface de la chaussée est absorbante. Pour modéliser le rayonnement acoustique, il existe des approches analytiques, telles que la synthèse multipôle en 2D ou en 3D [34] [35], et l'approche numérique par éléments de frontière (en anglais *Boundary Element Method* – BEM) en 2D [36] et en 3D [37] [38].

#### 3.1.4.1 Modèle analytique par synthèse multipôle

Dans le modèle 2D, le pneumatique est approché par un cylindre de longueur infinie placé à proximité d'un plan infini modélisant la surface de la chaussée (figure 27).

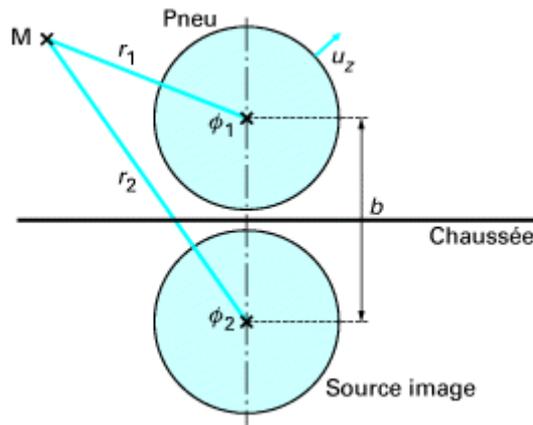


Figure 27 - Modèle de rayonnement par synthèse multipôle

Le principe du modèle est d'appliquer la méthode de la source image de façon à respecter les conditions de réflexion du son sur la surface plane. Un multipôle est placé à l'intérieur du pneumatique et l'autre à l'intérieur de son image. La pression acoustique  $p$  engendrée par les deux multipôles en un point récepteur  $M$  de l'espace est alors donnée par :

$$p(\mathbf{M}, t) = p_1(r_1, \phi_1, t) + p_2(r_2, \phi_2, t) \quad (32)$$

où  $p_i$  est la pression acoustique du multipôle  $i$ ,  $r_i$  et  $\phi_i$  sont les coordonnées du point  $M$  par rapport au multipôle  $i$ . En supposant un signal temporel harmonique à la pulsation  $\omega$  et une dépendance en  $e^{j\omega t}$ , la pression dans le domaine fréquentiel s'écrit :

$$p(\mathbf{M}, \omega) = \sum_{m=-\infty}^{+\infty} A_m H_m^{(2)}(kr_1) e^{jm\phi_1} + B_m H_m^{(2)}(kr_2) e^{jm\phi_2} \text{ avec } k = \omega/c \quad (33)$$

où  $k$  est le nombre d'onde et  $H_m^{(2)}$  est la fonction de Hankel de deuxième espèce à l'ordre  $m$ . Les coefficients  $A_m$  et  $B_m$  sont les coefficients modaux inconnus à déterminer à partir des conditions de vitesse acoustique imposées sur le contour du cylindre et sur la surface plane. Le modèle permet d'étudier le rayonnement acoustique engendré par les vibrations en surface du pneu si celles-ci sont connues ou bien encore d'étudier l'effet dièdre lorsqu'une source ponctuelle est placée à proximité de la zone de contact.

### 3.1.4.2 Modèle numérique : méthode des éléments de frontière

La méthode des éléments de frontières (BEM) nécessite de reformuler le problème de Helmholtz initial sous forme d'une équation intégrale exprimée sur les surfaces limites  $S$  du pneumatique et de la chaussée. La pression acoustique en un point  $R$  de la surface s'écrit alors :

$$\varepsilon(\mathbf{R})p(\mathbf{R}) = p_{inc}(\mathbf{R}) + \int_S \left( \frac{\partial G(\mathbf{R}, \mathbf{M}_s)}{\partial n_s} p(\mathbf{M}_s) - G(\mathbf{R}, \mathbf{M}_s) \frac{\partial p(\mathbf{M}_s)}{\partial n_s} \right) dS(\mathbf{M}_s) \quad (34)$$

où les inconnues sont la pression acoustique  $p(\mathbf{M}_s)$  et le gradient normal de pression  $\frac{\partial p(\mathbf{M}_s)}{\partial n_s}$ .  $G$  est la fonction de Green du problème (solution fondamentale du problème de Helmholtz),  $p_{inc}$  est la pression incidente en l'absence du pneu et de la chaussée et  $\varepsilon$  est un coefficient dépendant de la géométrie locale de la surface au point  $R$ . La résolution numérique de cette équation intégrale exprimée sur la frontière  $S$  discrétisée conduit à un système d'équations linéaire :

$$\mathbf{H}\{p\} + \mathbf{G}\left\{\frac{\partial p}{\partial n_s}\right\} = \{p_{inc}\} \quad (35)$$

où  $\{p\}$  et  $\{\partial p/\partial n_s\}$  sont les vecteurs d'inconnues nodales de pression et de gradient normal de pression.  $\mathbf{H}$  et  $\mathbf{G}$  sont des matrices pleines. En général, les conditions aux limites du problème apportent les équations supplé $\{\partial p/\partial n_s\}$ s nécessaires à la résolution de ce système car, soit la valeur nodale du gradient de pression est connue et nulle (cas d'une **surface parfaitement réfléchissante**), soit elle est reliée linéairement à la pression par la relation d'impédance (cas d'une **surface absorbante**) :

$$\frac{\partial p}{\partial n_s} - ik_0 \frac{Z_0}{Z_n} p = 0 \quad (36)$$

où  $k_0$  et  $Z_0 = \rho c$  sont respectivement le nombre d'onde et l'impédance de l'air et  $Z_n$  est l'impédance normale de surface ( $Z_n/Z_0$  est l'impédance réduite). Sous l'hypothèse généralement admise de réaction localisée (herbe, écran absorbant), cette condition aux limites peut s'introduire facilement dans l'équation intégrale, qui se ramène à un système de  $n$  équations à  $n$  inconnues, où  $n$  est le nombre de nœuds décrivant la frontière :

$$\mathbf{H}\{p\} = \{p_{inc}\} \quad (37)$$

Cependant, lorsque l'hypothèse de réaction localisée n'est pas valable, par exemple pour les 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 [39].

La figure 28 réunit des résultats de calcul de l'amplification par effet dièdre en 2D dans le cas d'une source harmonique placée en surface du pneumatique (angle de  $5^\circ$ ) et d'un point récepteur placé à 1 m du centre de la roue et 0,3 m de hauteur. Dans le cas d'une surface parfaitement réfléchissante, les résultats du modèle par synthèse multipôle et de la méthode BEM sont très proches, avec une amplification par effet dièdre comprise entre 15 dB et 25 dB suivant la fréquence étudiée. La courbe pour une surface de chaussée drainante montre très clairement l'effet de réduction de l'effet dièdre par absorption acoustique à partir de 500 Hz. Les calculs par méthode BEM ont été validés expérimentalement en 2D [39] et en 3D [38].

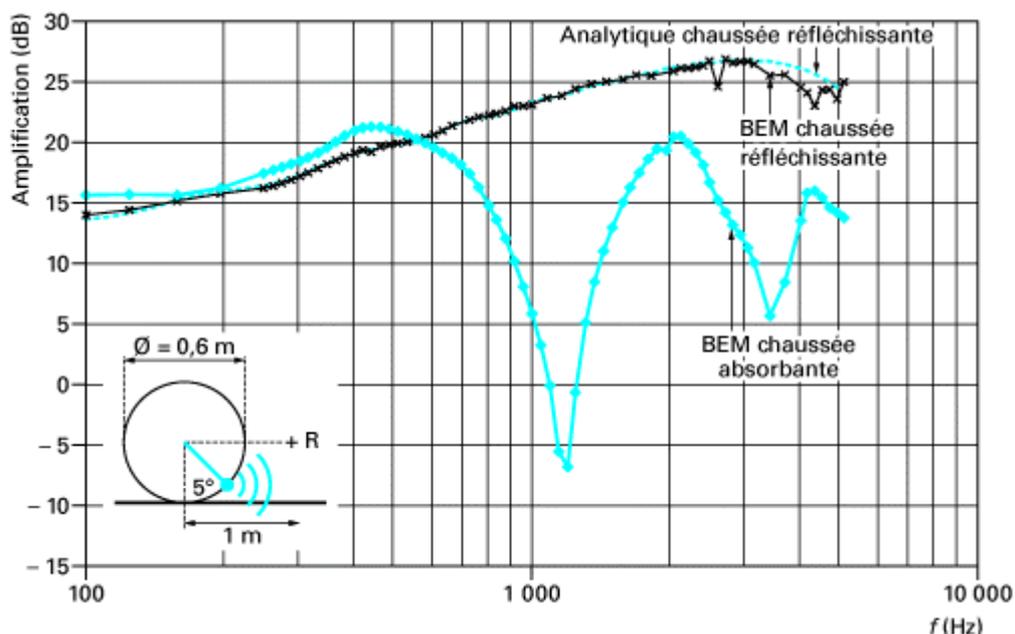


Figure 28 - Calcul de l'amplification par effet dièdre dans le cas 2D, avec ou sans absorption acoustique du revêtement de chaussée

### 3.2 Modèles statistiques

#### 3.2.1 Approches empiriques et limites

L'approche empirique la plus répandue pour prévoir le bruit de roulement consiste à établir des corrélations statistiques entre la texture de chaussée et le bruit. Elle repose sur une campagne de mesure du bruit et de la texture sur un grand nombre de revêtements de chaussée. Le principe est illustré sur la figure 29 à l'aide de deux revêtements de chaussée A et B différents. Pour chaque surface, le spectre de bruit en décibels, noté  $L_B$ , est mesuré par bande de tiers d'octave, de fréquence centrale  $f$ . De même, le spectre de texture de chaque revêtement, noté  $L_T$ , est mesuré par bande de tiers d'octave, de longueur d'onde centrale  $\lambda$ . Pour chaque couple longueur d'onde de texture/fréquence de bruit ( $\lambda, f$ ), le coefficient de corrélation entre les niveaux de texture et de bruit est déterminé par régression linéaire sur le nuage de points donné par l'ensemble des revêtements étudiés. Les courbes d'isocorrélation sont ensuite obtenues dans le plan ( $\lambda, f$ ) par interpolation des résultats.

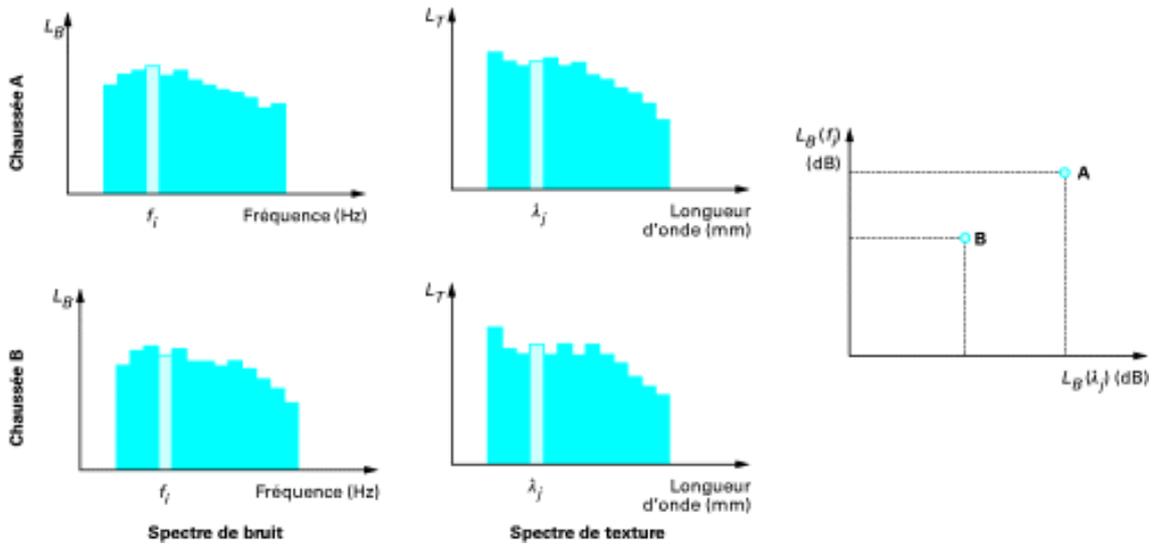


Figure 29 - Principe de la modélisation empirique du bruit de roulement à l'aide de corrélations texture / bruit

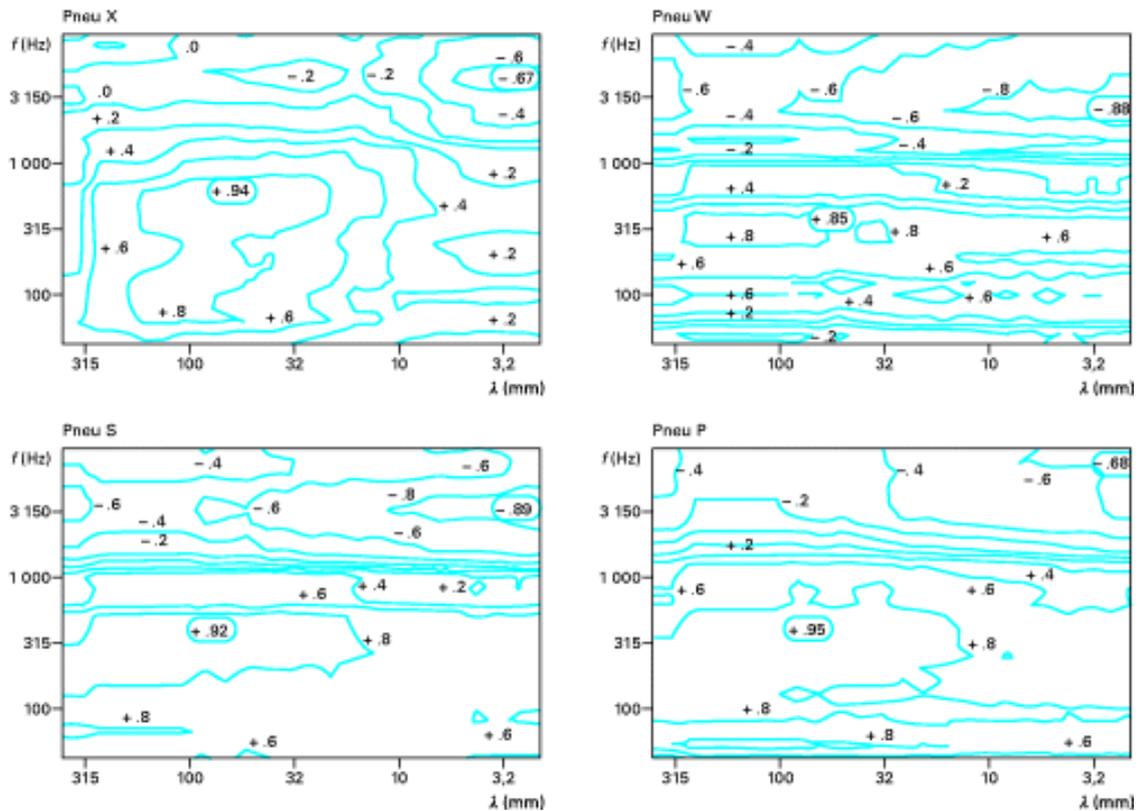


Figure 30 - Courbes d'isocorrélation à 80 km/h pour quatre types de pneu obtenues par Sandberg et Descornet [40]. Les pneus X et S sont des pneus d'été, le pneu W est un pneu d'hiver et le pneu P est un pneu lisse

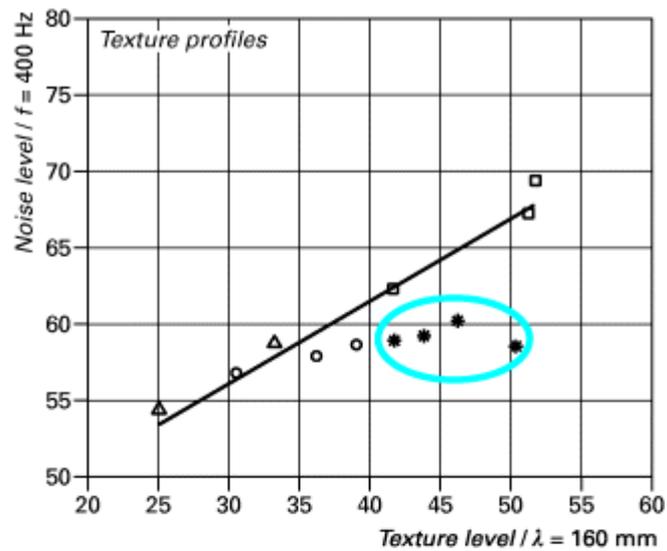
Les premières corrélations texture/bruit ont été réalisées au début des années 1980 par Sandberg et Descornet [40]. Les courbes d'isocorrélation qu'ils obtiennent sont présentées sur la figure 30 pour quatre types de pneumatiques testés à la vitesse de référence  $V = 80$  km/h. Quel que soit le type de pneu, deux zones de forte corrélation sont observées. La première se situe en dessous de 1500 Hz où le bruit est corrélé positivement avec les longueurs d'onde de texture supérieures à 10 mm. Au-delà de 1500 Hz, le bruit est corrélé négativement avec les longueurs d'onde de texture inférieures à 10 mm. Ces résultats mettent en évidence deux mécanismes de génération de bruit différents et indépendants. Le premier est tel que le niveau acoustique en dessous de 1500 Hz augmente avec le niveau de texture aux grandes longueurs d'onde. Il s'explique par les **vibrations radiales du pneumatique**. Le second mécanisme de génération est tel que le niveau de bruit au-dessus de 1500 Hz diminue lorsque le niveau de texture aux petites longueurs d'onde augmente. Il s'explique par une **atténuation du phénomène de pompage d'air**. D'après les auteurs, la contribution au bruit global de ces deux mécanismes est à peu près égale pour tous les types de pneu, à l'exception du pneu lisse pour lequel la corrélation entre la texture et le bruit à haute fréquence devient plus faible.

À la suite des travaux de Sandberg et Descornet, d'autres auteurs ont étudié les corrélations entre la texture de chaussée et le bruit de roulement [41] [42] [43]. Ils trouvent tous le même type de résultats tant que l'échantillon de revêtement ne contient pas de revêtement poreux. Les propriétés géométriques et acoustiques des enrobés drainants nécessitent en effet un traitement des données mesurées pour établir les corrélations de manière correcte. D'une part, dans le domaine des basses et moyennes fréquences, la présence de pores dans le profil est à l'origine d'une surestimation du niveau de texture. D'autre part, dans le domaine des hautes fréquences, les corrélations statistiques ne prennent pas en compte l'absorption acoustique qui joue un rôle très important dans l'atténuation du bruit pour les revêtements poreux. Ce problème est résolu en utilisant des modèles statistiques dits « hybrides ».

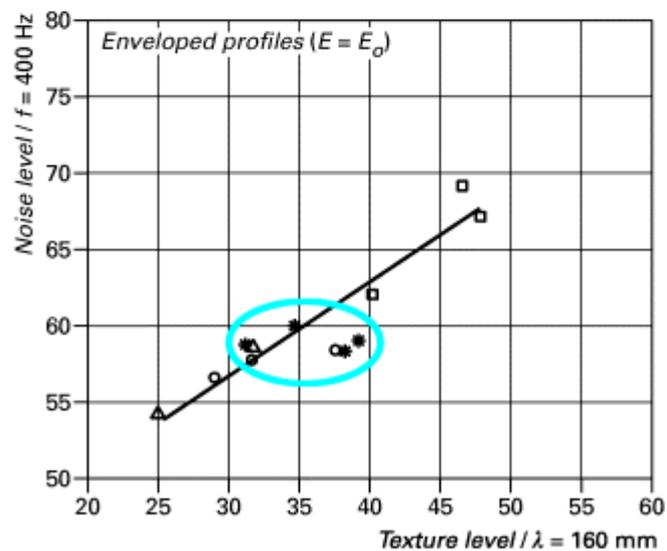
### 3.2.2 Approches hybrides

Le principe d'un modèle hybride est de prétraiter les données mesurées à l'aide de modèles pour les transformer en paramètres plus pertinents pour la prévision du bruit par approche statistique. De tels modèles deviennent indispensables lorsque l'étude met en jeu des revêtements poreux pour les raisons expliquées plus haut.

Une procédure d'enveloppement de la texture de chaussée est proposée par Klein et coauteurs [44]. Le profil de texture enveloppé par le pneumatique est estimé à l'aide d'un modèle de contact en deux dimensions. Des mesures de texture et de bruit au passage d'un véhicule roulant à 90 km/h sont effectuées pour douze revêtements de chaussée, dont quatre sont poreux. Les corrélations entre le niveau de texture du profil enveloppé et celui du bruit mesuré sont calculées en prenant en compte tous les revêtements. Les droites de régression obtenues à une fréquence de 400 Hz et une longueur d'onde de texture de 160 mm sont comparées sur la figure 31 dans le cas où le niveau de texture est calculé à partir du profil brut et celui où il est calculé à partir du profil enveloppé. Les résultats montrent que les corrélations sont meilleures pour les revêtements poreux dans le cas des profils de texture enveloppés, ce qui étend les résultats de Sandberg et Descornet à ce type de revêtements dans le domaine des basses fréquences. La prise en compte de l'absorption des revêtements poreux est en cours de développement pour une utilisation du modèle à haute fréquence. À ce propos, Anfosso-Lédée et Do [42] effectuent une correction de l'atténuation acoustique à l'aide d'un modèle de propagation proposé en [45]. Les corrélations entre la texture et le bruit sont alors améliorées.



(a) profils de texture mesurés



(b) profils de texture enveloppés

Figure 31 - Corrélation calculée à partir de profils de texture mesurés (a) et de profils de texture enveloppés (b) pour  $\lambda = 160$  mm et  $f = 400$  Hz (d'après [44]). Les revêtements poreux sont entourés (en bleu)

Klein et Hamet [43] étudient les corrélations entre des grandeurs liées à la texture et le niveau sonore émis, calculé à l'aide du modèle de Kropp en trois dimensions [5] à 80 km/h. Les profils de texture de 16 revêtements de chaussée ont été mesurés et la procédure d'enveloppement est appliquée pour chacun d'eux. La distribution de pression dynamique et la variation temporelle de force au centre de la roue sont également calculées à l'aide du modèle de contact dynamique exposé dans [5]. Les spectres en fréquence de ces quatre quantités sont corrélés aux spectres de bruit calculés. Dans tous les cas, de très fortes corrélations sont obtenues pour les fréquences en dessous de 1 000 Hz comme dans [40]. À partir des relations statistiques, les auteurs proposent d'estimer le niveau sonore global en dB(A). Ils le comparent au niveau sonore calculé par modèle physique dans le cas du profil de texture brut, dans celui du profil enveloppé et dans celui de la force au centre de la roue. Les résultats sont donnés sur la figure 32 et montrent que les meilleures corrélations sont obtenues dans le cas de la force au centre de la roue, qu'elles restent correctes pour le profil enveloppé et qu'elles se dégradent pour le profil de texture brut.

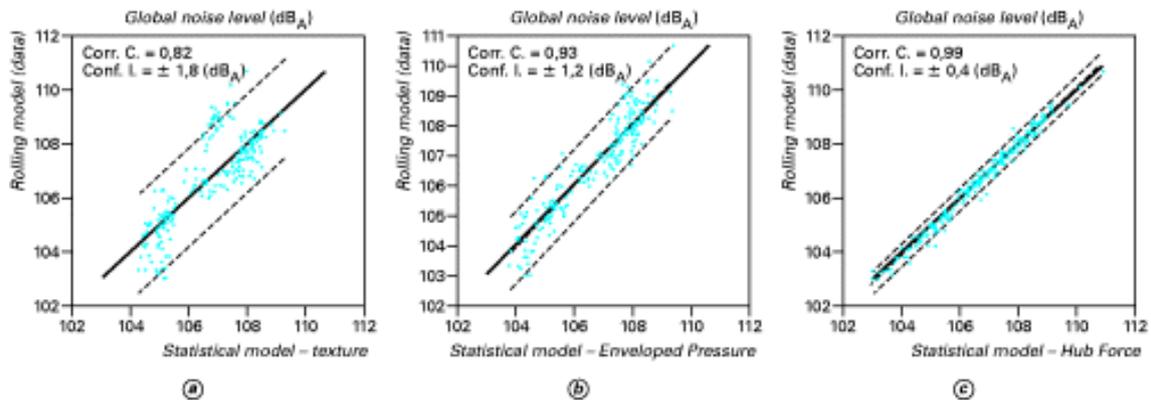


Figure 32 - Comparaison du niveau sonore global calculé à l'aide d'un modèle physique à celui estimé par méthode statistique utilisant la texture (a), le profil enveloppé (b) et la force au centre de roue (c) (d'après [43])

## 4. Influence du revêtement de chaussée sur la réduction du bruit de roulement

### 4.1 Panorama des revêtements routiers peu bruyants

- La première génération des revêtements peu bruyants remonte au milieu des années 1980, avec le développement des **bétons bitumineux drainants (BBDr)**, ou enrobés drainants traditionnels. Ces produits avaient pour premier objectif de réduire les projections d'eau et d'améliorer l'adhérence, par infiltration de l'eau de pluie au travers du revêtement de 4 cm d'épaisseur. La porosité ouverte (20 à 30 %), permettant la circulation interne de l'eau, était obtenue par une courbe granulométrique discontinue (absence de granulats de taille comprise entre 2 et 6 mm ou entre 2 et 4 mm) et par une très faible proportion de sable (10 %). Ces enrobés drainants absorbaient également les sons et limitaient leur propagation mais ils absorbaient aussi les particules fines, provoquant un colmatage des pores, plus ou moins rapide selon l'intensité du trafic, et une réduction des performances acoustiques. Ce colmatage est davantage marqué sur les voies où le trafic est lent ou pulsé. Pour cette raison, les enrobés drainants ont été rapidement exclus du milieu urbain et leur principale utilisation reste sur voie rapide ou autoroutière [46].
- Une seconde génération d'enrobés peu bruyants a alors été mise au point par les entreprises routières, afin de mieux s'adapter aux contraintes urbaines : faible épaisseur, facilité et rapidité d'application, homogénéité, bonnes propriétés de surface tant du point de vue de la génération de bruit que de la sécurité. Ce sont des **revêtements en béton bitumineux très mince (BBTM)**, d'épaisseur 2 à 2,5 cm. Les BBTM de classe 2 (ou type 2) selon la norme NF EN 13108-2 (2007) présentent une teneur en vides élevée mais inférieure à celle d'un BBDr (entre 20 et 25 % pour les BBTM 0/6 et entre 18 et 25 % pour les BBTM 0/10). Pour limiter le bruit, la taille maximale des granulats est de 10 mm (BBTM 0/10) ou de 6 mm (BBTM 0/6). La courbe granulométrique présente une discontinuité bien marquée : coupure 2/4 pour les BBTM 0/6 et coupure 2/6 pour les BBTM 0/10. Les teneurs en fines particules sont assez élevées (6 à 8 %), de façon à rigidifier le mastic bitumineux qui enchâsse les gravillons en forte quantité. L'emploi de bitume modifié par des polymères améliore les propriétés mécaniques de l'enrobé et accroît sa durabilité. Certains additifs comme des granulats spéciaux (fractions de caoutchouc, granulats artificiels poreux) et des fibres peuvent être incorporés dans le liant pour améliorer les propriétés acoustiques ou mécaniques. La plupart des produits BBTM peu bruyants sont des produits d'entreprises, dont la formulation exacte est confidentielle. Récemment, des produits de type BBTM 0/4 de granularité maximale 4 mm ont été développés et mis en œuvre avec succès. Ils offrent une porosité typique d'une classe 2 et produisent une réduction de l'émission de bruit de roulement parmi les plus élevées [47]. Il faut noter enfin que grâce à leur porosité et à leur texture de surface très ouverte, ces revêtements peu bruyants constituent un excellent compromis en termes de confort, de sécurité et d'environnement. Leur texture conduit à un très bon drainage superficiel, qui se conserve dans le temps. Les revêtements très minces, ultra-minces et les enrobés drainants offrent le niveau d'adhérence le plus élevé parmi toutes les couches de roulement en enrobés. La granularité de 6 mm présente l'adhérence la plus forte, car elle assure un plus grand nombre de points de contact avec le pneumatique.

- Parmi les autres techniques routières, on peut citer les **revêtements bicouches drainants**. Ils sont constitués d'une couche de surface très mince (2 à 3 cm) poreuse, à fine granularité (6 mm au maximum) reposant sur une couche de liaison également poreuse de 4 cm d'épaisseur, de granularité plus élevée (12 à 18 mm au maximum) jouant le rôle de réservoir temporaire. Ces procédés sont très peu utilisés en France à cause de leur coût élevé dû à l'emploi de liants très fortement modifiés pour résister aux efforts de cisaillement et aux épaisseurs de matériaux plus grandes pour compenser des propriétés mécaniques plus faibles. Ils sont cependant très répandus aux Pays-Bas et dans une moindre mesure en Italie.
- Enfin, les États-Unis et quelques pays d'Europe (Portugal, Espagne) utilisent depuis quelques années des **revêtements à base de bitume-caoutchouc** qu'ils classent parmi les produits routiers peu bruyants. Ces revêtements contiennent de la poudrette de caoutchouc dans le liant bitumineux à raison de 15 à 20 % du poids [48]. Cette technique s'utilise aussi sur les routes en béton de ciment. Il est cependant difficile de savoir si la bonne performance acoustique de ces revêtements est liée à la souplesse conférée par le caoutchouc ou à la porosité présente dans la plupart de ces revêtements.

Une synthèse très complète des différents revêtements antibruit et de leur utilisation se trouve dans le document [49].

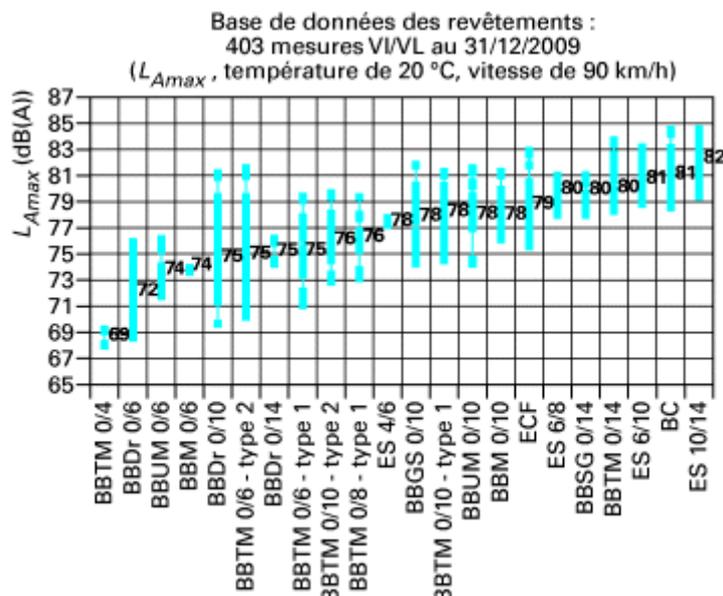


Figure 33 - Base de données « bruit de roulement » – méthode de mesure au passage, véhicules isolés (VI), sur véhicules légers (VL) [50]

## 4.2 Performances acoustiques des différents revêtements

### 4.2.1 Classement acoustique des revêtements

En France, l'ensemble des mesures de bruit de roulement réalisées par les laboratoires des Ponts et Chaussées (ministère de l'Écologie, du Développement durable et de l'Énergie) depuis 1995 est regroupé en une large base de données gérée par le laboratoire régional des Ponts et Chaussées de Strasbourg. Elle permet de classer les différentes techniques de revêtements routiers selon leurs performances acoustiques et d'identifier les moins bruyantes. Le contenu de la base est régulièrement publié comme l'illustrent les figures 33 et 34. Elles représentent les niveaux sonores maximum au passage ( $L_{Amax}$ ) mesurés conformément à la norme NF EN ISO 11819-1 pour les principaux types de revêtements routiers. Les mesures selon la méthode « en continu » sont encore trop peu nombreuses pour être correctement exploitées. Le résultat pour chaque section routière est représenté par un trait bleu, la valeur chiffrée indique la moyenne des  $L_{Amax}$  des sections mesurées portant sur un même type de revêtement. La figure 33 donne les résultats du  $L_{Amax}$  ramené à la vitesse de 90 km/h pour des véhicules légers (VL), la figure 34 donne le  $L_{Amax}$  ramené à la vitesse de 80 km/h pour des poids lourds de plus de trois essieux, encore appelés « trains routiers » (TR). Les différents revêtements en abscisse sont renseignés par rapport à la technique telle que définie dans le tableau 1, ainsi que par la granularité (par exemple, 0/6 signifie que la taille des granulats est comprise entre 0 et 6 mm).

Tableau 1 - Nomenclature des différents revêtements de chaussée

Sigle	Nom	Porosité	Épaisseur
BC	Béton de ciment	Non significative	Variable
ES	Enduit superficiel	Non significative	< 10 mm
ECF	Enrobé coulé à froid	Non significative	< 10 mm
BBSG	Béton bitumineux semi-grenu	4 à 9 % (*)	50 à 80 mm
BBM	Béton bitumineux mince	4 à 9 % (*)	30 à 50 mm
BBUM	Béton bitumineux ultra mince	Non significative	10 à 20 mm
BBTM classe 1	Béton bitumineux très mince « traditionnel »	10 à 20 % (*)	20 à 30 mm
BBTM classe 2	Béton bitumineux très mince « phonique »	18 à 25 %	20 à 30 mm
BBDr	Béton bitumineux drainant	20 à 30 %	~ 40 mm

(\*) Pour les faibles valeurs de porosité et les épaisseurs les plus élevées, les vides d'air ne communiquent pas avec l'extérieur et n'ont donc pas d'effet sur la réduction du bruit.

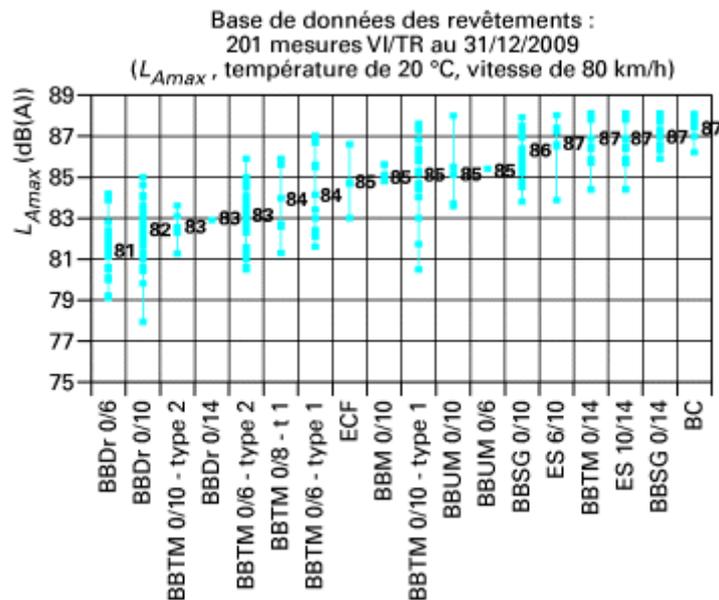


Figure 34 - Base de données « bruit de roulement » – méthode de mesure au passage, véhicules isolés (VI), sur trains routiers (TR) [50]

Plusieurs observations peuvent être faites. Tout d'abord, on voit qu'un écart moyen d'une dizaine de décibels existe entre les revêtements les moins bruyants et les plus bruyants et que cet écart est plus faible pour les poids lourds : 13 dB(A) pour les véhicules légers, 6 dB(A) pour les trains routiers. Cet enjeu est donc considérable même si, dans la pratique, les revêtements les plus bruyants ont disparu des zones urbaines ou périurbaines.

Le classement des revêtements reste assez similaire pour les VL et pour les TR. Les techniques les plus bruyantes sont les bétons de ciment (cependant, la technique étant peu répandue en France comme couche de roulement, les résultats sont peu représentatifs), les enduits superficiels et les enrobés à grosse granularité (0/14), qui possèdent tous deux des textures très rugueuses. Les techniques d'enrobés à faible granularité (0/6 ou 0/4) sont les moins bruyantes. Il apparaît clairement que pour un même type de revêtement, plus les granulats sont petits, moins le revêtement est bruyant : ainsi, par exemple, un BBTM 0/14 traditionnel est en moyenne plus bruyant de 2 dB(A) qu'un BBTM 0/10, qui lui-même fait 3 dB(A) de plus qu'un BBTM 0/6 (1 dB(A) dans le cas d'un TR). Les figures mettent également en évidence l'intérêt de la porosité du revêtement sur la réduction du bruit : un BBTM 0/10 de classe 1 (non poreux) sera plus bruyant de 2 dB(A) qu'un BBTM 0/10 de classe 2 (semi-poreux), lui-même plus bruyant de 1 dB(A) qu'un BBDr 0/10 (poreux).

On voit enfin que pour un même type de revêtement, la dispersion des résultats est élevée. Plusieurs facteurs peuvent expliquer ces variations : l'erreur systématique de reproductibilité de la mesure, les écarts d'âge des divers revêtements mesurés, l'emploi de constituants différents dans la formulation (granulats, liant hydrocarboné, ajouts éventuels) ou dans le dosage du matériau (bien que la formule

de base soit respectée), une variation dans les matériels et les modalités de mise en œuvre et de compactage liées à un contexte local et des conditions climatiques variables, voire de pratiques particulières selon les équipes d'application.

#### 4.2.2 Efficacité sonore des revêtements en façade d'habitations

La caractérisation des performances acoustiques d'un revêtement de chaussée par une méthode de mesure du bruit de roulement à quelques mètres ou centimètres des véhicules ne doit cependant pas faire oublier l'objectif initial de protection des riverains. Certes, la maîtrise du bruit émis à la source est fondamentale, mais le milieu autour de la route agit comme un filtre sur ce bruit avant d'atteindre la façade d'un bâtiment : la topographie, la distance et la nature des sols entre le bâtiment et la route, la présence d'obstacles, d'écrans ou de plans réflecteurs et enfin, les conditions météorologiques sont autant de paramètres qui atténuent, amplifient ou transforment le bruit émis, plus ou moins selon la fréquence. Cette modification du bruit dépend donc du contexte local et ne peut être généralisée. On montre cependant que dans des conditions de site plan mais sous diverses conditions météorologiques, le classement des revêtements de chaussée par rapport au bruit au passage reste similaire à plusieurs centaines de mètres de la route, même si les valeurs des écarts entre niveaux sonores globaux sont en général moindres [51].

### 4.3 Évolution dans le temps des propriétés phoniques

#### 4.3.1 Une problématique essentielle

La question de la pérennité acoustique des revêtements de chaussée peu bruyants est cruciale. En effet ceux-ci coûtent en général plus cher (20 %) que les revêtements classiques et il est important que leur bénéfice acoustique soit durable par rapport à la durée de vie du revêtement. Celle-ci est en général de 10 à 13 ans selon l'importance du trafic et la nature des itinéraires. Le vieillissement du revêtement de chaussée conduit à une modification de sa texture sous l'effet combiné du trafic et des conditions météorologiques : décapage du liant sur les granulats, arrachages locaux de granulats, usure des granulats, encrassements, déformation de la couche de roulement, colmatage des pores, etc. En règle générale, le niveau de bruit de roulement tend à augmenter au fur et à mesure que le revêtement vieillit et s'use. Cette augmentation – en dehors des dégradations marquées – est faible sur les revêtements denses. En revanche, elle est beaucoup plus forte sur les revêtements poreux en raison du colmatage progressif des pores sous l'effet du trafic. Des techniques de nettoyage des revêtements poreux sont parfois utilisées, par injection et aspiration d'eau sous pression, mais elles restent coûteuses et ne restaurent pas la porosité initiale. Les propriétés phoniques des revêtements sont donc en général perdues bien avant que leur état mécanique ou de glissance en impose le changement. L'évolution acoustique des revêtements de chaussée est encore mal maîtrisée, en France comme ailleurs. Deux approches du problème sont possibles : l'une consiste à suivre dans le temps l'évolution des niveaux de bruit de roulement de certaines sections routières bien identifiées, depuis l'origine jusqu'à la fin de leur usage. L'autre consiste à observer à un instant donné le niveau sonore sur un ensemble de revêtements de différents âges et d'en déduire des lois statistiques d'évolution. Cette seconde approche fournit rapidement des tendances, mais seule la première approche permet en principe de mieux comprendre les paramètres responsables de l'évolution, pour peu que l'on maîtrise la précision des outils et méthodes de mesure.

#### 4.3.2 Approche par suivi de sections routières dans le temps

La base de données « bruit de roulement » contient un certain nombre de mesures réalisées au même endroit, à plusieurs dates. Les échantillons les plus représentatifs de ces mesures de suivi concernent les sections en BBDr 0/10 et en BBTM 0/6 de classe 2. Lorsque l'on étudie l'évolution de chacune de ces sections individuellement (figure 35), on s'aperçoit d'une augmentation moyenne du niveau sonore au passage avec l'âge du revêtement mais d'une grande variété des comportements individuels. Il arrive même parfois que le revêtement devienne moins bruyant temporairement. En fait, il semble que, moins le revêtement est bruyant à l'origine, plus il évolue rapidement avec l'âge.

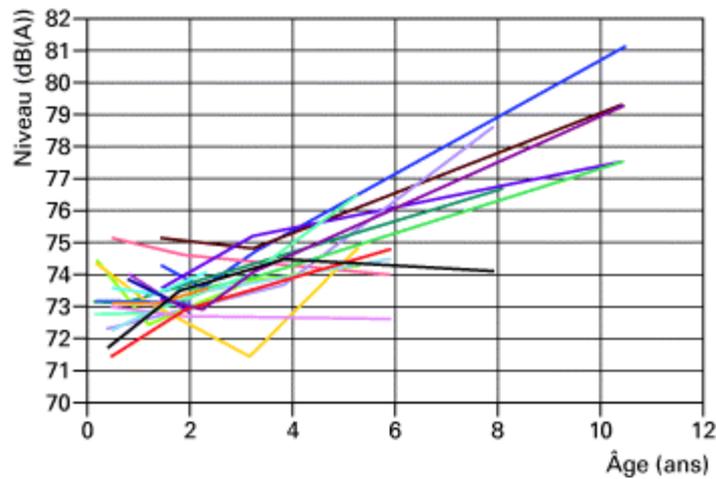
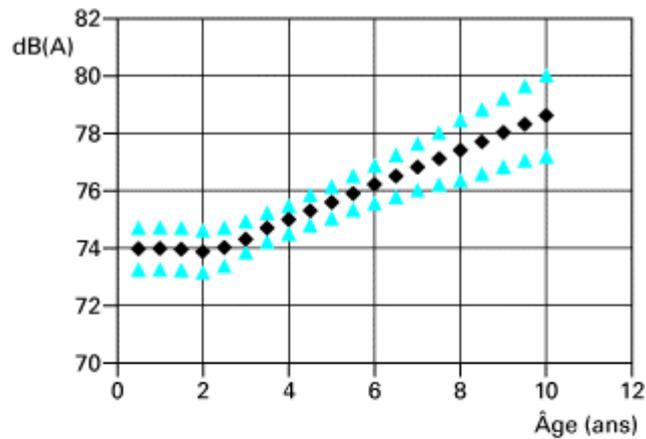
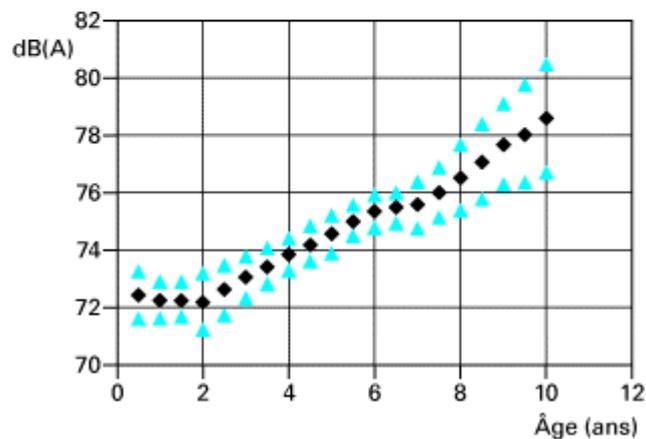


Figure 35 - Exemple d'évolution avec l'âge de sections en BBDr 0/10 de la base de données « bruit de roulement » ayant fait l'objet de suivi – mesures au passage sur véhicules légers [52]

Une analyse statistique complète est décrite dans [50]. Elle conclut pour le BBDr 0/10 à une augmentation d'environ 0,5 dB(A) par an du niveau sonore au passage de véhicules légers (4,5 dB(A) entre l'âge de 1 an et demi et l'âge de 10 ans). Pour le BBTM 0/6 classe 2, l'analyse montre qu'il augmente d'environ 0,8 dB(A) par an entre l'âge de 2 ans et l'âge de 9 ans. Ces augmentations apparaissent en général au bout de 2 ans (figure 36).



(a) BBD 0/10



(b) BBTM 0/6 type 2

◆ Moyenne      ▲ Moyenne ± écart type

Figure 36 - Analyse statistique des tronçons en BBTM 0/6 classe 2 et BBDr 0/10 de la base de données « bruit de roulement » ayant fait l'objet de suivi dans le temps [50]

Une approche plus analytique consiste à suivre non seulement l'évolution des niveaux de bruit de roulement, mais également l'évolution des paramètres d'influence que sont la texture et la porosité. La difficulté réside dans la précision nécessaire pour les mesures. Les variations de niveau sonore que l'on veut observer sont faibles, parfois proches de l'erreur systématique de mesure. La maîtrise de l'évolution dans le temps de l'outil de mesure est indispensable. En particulier, l'évolution du ou des pneumatiques de mesure peut conduire à des variations de niveau acoustique supérieures aux variations liées au revêtement. Une précision identique est également nécessaire pour les mesures de texture ou de porosité. Celles-ci sont cependant problématiques. Elles sont en général abordées par une mesure *in situ* du coefficient d'absorption acoustique (ISO 13472-1), mais cette méthode est assez lourde à mettre en œuvre (elle nécessite de stopper le trafic) et la fiabilité d'évaluation de la porosité à partir de cette mesure est encore mal estimée. À ce jour, il n'existe pas encore de résultats convaincants de ces approches analytiques.

#### 4.3.3 Approche par observation de plusieurs sections à un instant donné

Une telle approche a été menée sur le périphérique de Nantes qui comporte plusieurs sections d'un même type de revêtement (BBTM 0/6 classe 2) mis en œuvre à différentes époques. Une mesure en continu du bruit de roulement de ces sections en 2006 – dont on fera l'hypothèse qu'elles ont été soumises à un trafic et des conditions météorologiques identiques – a permis de comparer les performances de cette technique routière entre 3 et 9 ans [53]. Les résultats montrent que le niveau sonore a augmenté de 4,3 dB(A) sur la période (figure 37).

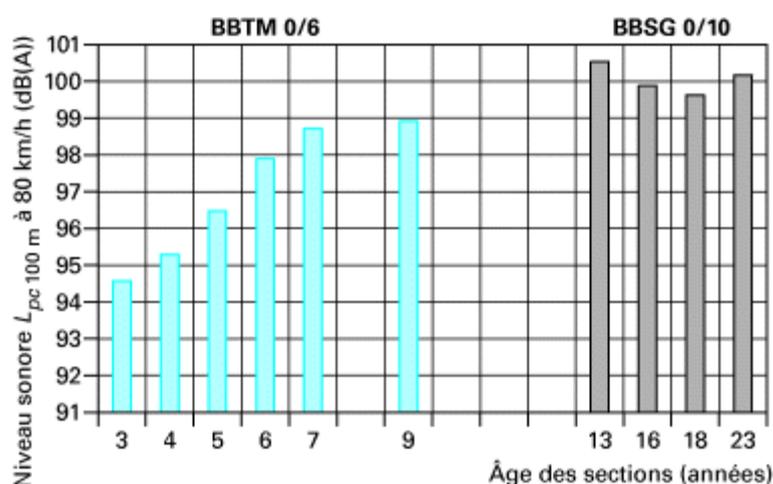


Figure 37 - Niveaux sonores moyens en continu à 80 km/h (moyenne sur des tronçons de 100 m) en fonction de l'âge des sections [53]

Sur les sections les plus récentes, âgées de 3 ans, le niveau sonore moyen est inférieur de 5 dB(A) par rapport à l'ancien revêtement en BBSG. Cependant cette performance se dégrade au cours du temps. Les sections âgées de 9 ans sont en moyenne 4,5 dB(A) plus bruyantes que les sections de 3 ans (soit environ 0,8 dB(A) par an), atteignant pratiquement le niveau sonore de l'ancien revêtement. Cette évolution n'est pas totalement linéaire mais elle suit plutôt une loi logarithmique dont une équation est proposée :

$$L_{CPX} = 10,5 \log_{10}(Nb_{an}) + 89,6 \quad (38)$$

où  $L_{CPX}$  est le niveau de bruit en continu à 80 km/h et  $Nb_{an}$  est l'âge du revêtement ( $3 \leq Nb_{an} \leq 9$ ).

En 2010, une approche similaire a été menée aux Pays-Bas à plus grande échelle. Le bruit de roulement en continu a été mesuré sur 1 500 km du réseau routier national, comprenant des revêtements du même type mais d'âges différents. L'évolution du bruit de roulement sur béton bitumineux dense (similaire à BBSG) est quasi nulle, tandis que le bruit augmente en moyenne de 0,2 dB par an sur les enrobés drainants (simple couche) et de 0,4 dB par an sur des bicouches drainants (tableau 2). L'étude, détaillée et comparée à d'autres résultats internationaux dans [54], montre cependant qu'il subsiste de forts écarts de niveaux sonores entre des revêtements de même type et de même âge, souvent supérieurs aux variations de niveaux au cours du temps. Cela rend impossible l'établissement de modèles d'évolution fiables et pertinents. Il ressort par ailleurs de cette étude que l'analyse de

l'évolution du bruit en fonction du trafic plutôt que de l'âge n'apporte pas d'information complémentaire.

Tableau 2 - Pentes en dB par an de l'évolution des niveaux sonores en continu (CPX) mesurés sur le réseau national hollandais et évolution des réductions sonores par rapport au béton bitumineux dense (d'après [54])				
Revêtement	Vieillessement acoustique (dB/an)	Réduction sonore initiale (dB)	Durée de vie du revêtement (ans)	Réduction sonore moyenne sur la durée de vie (dB)
BB dense	0,03	Réf.	18	Réf.
Enrobé poreux	0,21	2,4	11	1,6
Enrobé poreux bicouche	0,37	5,2	8	4,1

## 4.4 Incitation au développement de revêtements peu bruyants

### 4.4.1 Politiques d'emploi, d'entretien et de renouvellement

Il n'existe pas de chiffres officiels quant à l'utilisation des enrobés peu bruyants en France. Toutefois, on constate des tendances générales. En France, les BBDr ne s'appliquent pratiquement plus que sur autoroutes, essentiellement dans le but d'améliorer les conditions de circulation par temps de pluie dans des régions humides. Ces revêtements drainants sont cependant très populaires aux Pays-Bas où 80 % du réseau national en est recouvert, en simple ou double couche.

En revanche en France, lorsque l'on souhaite réduire de façon significative les nuisances sonores notamment en milieu urbain, l'emploi des enrobés BBTM 0/6, voire 0/4, de classe 2 tend à se généraliser. Ces traitements se font le plus souvent au cas par cas, notamment sur les points noirs d'acoustique, souvent en association avec d'autres dispositifs comme la mise en place d'écrans antibruit, l'isolation des bâtiments et la réduction des vitesses moyennes de circulation. À titre d'illustration, de telles mesures ont été prises par les gestionnaires du boulevard périphérique de Nantes, voie express à double chaussée, de 42 km de long, recouverte par un revêtement BBTM 0/6 classe 2 et limitée à 90 km/h, tracé initialement prévu pour une vitesse de référence de 110 km/h. Plus récemment, le boulevard périphérique de Paris a aussi fait l'objet d'une attention toute particulière sur le bruit, avec d'une part la réduction des vitesses à 70 km/h et d'autre part la mise en place progressive d'enrobés phoniques sur une grande partie du linéaire.

La pose de revêtements peu bruyants comme moyen de réduction du bruit reste donc ponctuelle et souffre d'une faible incitation de la part des maîtres d'ouvrage et des politiques urbaines en général. La directive européenne sur l'évaluation et la gestion du bruit dans l'environnement (2002/49/EC) pourrait remédier à cette insuffisance, par les **plans de prévention du bruit dans l'environnement** (PPBE) qu'elle impose. Cependant, outre les incertitudes liées au vieillissement encore mal connu des revêtements peu bruyants, une méthode d'évaluation commune est nécessaire.

### 4.4.2 Méthodes de réception, de qualification et de suivi

On a vu précédemment que deux méthodes existent pour évaluer le bruit de roulement et qu'elles ne sont pas équivalentes. On a vu également que des revêtements d'un même type peuvent produire des niveaux sonores différents et que cette différence est encore mal maîtrisée. Il apparaît donc nécessaire de proposer une méthodologie commune pour la caractérisation acoustique des revêtements, afin de pouvoir les améliorer ou les comparer entre eux. Souvent, lorsqu'un revêtement de chaussée peu bruyant est mis en œuvre, son efficacité est évaluée en termes relatifs, c'est-à-dire par l'écart entre les niveaux sonores mesurés avant et après sa mise en place. Le gain affiché est sans doute plus vendeur ou plus parlant pour le riverain mais il dépend complètement de l'état de dégradation du revêtement initial. Il n'est donc pas corrélé à l'exposition au bruit du riverain qui, elle, s'exprime en niveaux sonores absolus et de plus, il ne permet pas de comparer des revêtements entre eux.

Ainsi, une méthodologie a été proposée par le Comité français des techniques routières (CFTR) portant sur la caractérisation (classement) des revêtements, la vérification lors de réception de travaux, et le suivi dans le temps [3]. Cette méthodologie fait usage de la **méthode de mesure au passage pour la**

**caractérisation et de la méthode de mesure en continu pour la vérification sur site et le suivi dans le temps.** La relation entre les deux types de mesure est effectuée lors des essais de caractérisation. Cette méthodologie s'appuie sur les recommandations du projet européen SILVIA [55], tout en les simplifiant. Force est de constater qu'elle n'a quasiment jamais été utilisée par les maîtres d'ouvrage. À l'échelle européenne, le CEN (Comité Européen de Normalisation) étudie actuellement la possibilité de normaliser une méthodologie de caractérisation des performances acoustiques des revêtements de chaussée, en s'appuyant sur les productions du projet européen ROSANNE [57]. Elle reposerait sur l'utilisation exclusive de la méthode de mesure en continu (CPX). Il est en effet prévisible que cette méthode récemment publiée se généralise dans les années à venir, en raison de sa souplesse d'utilisation et de son aptitude à mesurer rapidement sur des linéaires importants.

#### 4.4.3 Recherche/développement sur les revêtements peu bruyants

La recherche a été largement soutenue par les pouvoirs publics au cours des dernières décennies qui ont vu se dérouler de nombreux projets de recherche sur le bruit de contact pneumatique-chaussée et sur les revêtements à faible génération de bruit : projets nationaux tels que PREDIT « Texture-bruit » en France, « IPG » aux Pays-Bas, « Leiser Straßenverkehr » en Allemagne ou encore « Noiseless » au Portugal, projets binationaux tels que Deufrako « P2RN », ou projets européens tels que SIRUUS, ITARI, SILVIA, PERSUADE, ROSANNE, etc. Ils ont abouti à des avancées dans le domaine de la modélisation, des méthodes de mesure, de l'optimisation des revêtements, des méthodes d'entretien, de l'impact environnemental, etc.

Certains types de revêtements innovants font encore l'objet de recherches, tels que les **revêtements poro-élastiques**, dans lesquels les granulats sont remplacés par des copeaux de gomme issue de pneumatiques usagés. Ces revêtements, qui ont d'abord été développés par les Suédois dans les années 1980, puis améliorés ensuite par des Japonais, possèdent au moins 20 % de vide et contiennent au moins 20 % de leur poids en gomme dans leur formulation. Les réductions de bruit de trafic routier annoncées sont de 7 à 9 dB(A) (contre 5 à 6 dB(A) pour les bétons bitumineux drainants) par rapport à un béton bitumineux dense classique [56], ce qui constitue une véritable alternative aux écrans antibruit. Plusieurs tronçons expérimentaux ont été réalisés sur des routes circulées au cours du projet européen PERSUADE et ont permis une réduction de bruit initiale à 80 km/h variant entre 8,3 et 12,7 dB(A) par rapport à une surface de référence de type SMA 11 [58]. Malheureusement, aucune de ces surfaces n'a résisté au-delà de quelques mois et les efforts pour mieux maîtriser leurs performances mécaniques et leur mise en œuvre doivent être poursuivis.

La tendance actuelle liée au contexte économique, est de développer des revêtements à faible génération de bruit non poreux – pour en augmenter la durabilité – mais de texture de surface optimisée. Ainsi, des recherches sont menées dans certains pays sur l'amélioration des revêtements en béton de ciment, traditionnellement très bruyants mais très durables.

En tout état de cause, l'optimisation des revêtements de chaussée peu bruyants se doit d'être holistique, c'est-à-dire de prendre en compte les propriétés mécaniques (résistance à l'arrachement, orniérage, décollement, etc.), les exigences de sécurité (adhérence, tenue au feu) et, bien sûr, les contraintes économiques et environnementales (résistance au roulement).

## 5. Conclusions

Le bruit de contact pneumatique-chaussée est un phénomène complexe et de nature multiple (contact rigide/déformable, vibroacoustique, mécanique des fluides, aéroacoustique, etc.). De nombreux progrès ont été réalisés pour la modélisation de ces phénomènes mais on ne dispose pas encore de modèles complets pour la prévision du bruit de roulement à partir des paramètres constitutifs du pneumatique et de la chaussée. Il est donc encore nécessaire de recourir aux mesures pour optimiser les pneumatiques et les revêtements de chaussée et pour les comparer entre eux.

Les méthodes de mesure du bruit de roulement ont elles aussi connu d'importantes avancées. Elles deviennent de plus en plus fiables et permettent de mieux évaluer l'enjeu lié aux propriétés des revêtements de chaussée. La mesure du bruit de roulement au passage de véhicules et la mesure en continu à proximité d'une roue d'essai sont complémentaires, la première intégrant mieux la réalité de l'environnement, la seconde étant plus pratique. Il reste encore à mieux maîtriser l'effet du type et de l'état du pneumatique sur la mesure et à mieux cerner les corrélations entre les deux types de méthodes. Une méthodologie harmonisée d'utilisation de ces méthodes de mesure pour la caractérisation des performances acoustiques des revêtements est encore à l'étude en Europe. Elle

permettrait de mieux faire circuler la connaissance et de mieux comparer les techniques de revêtements développées à travers le monde.

Ces progrès de la connaissance et des outils ont aussi permis aux entreprises routières de mettre au point toute une gamme de revêtements à plus faible génération de bruit de roulement. En jouant sur la porosité et sur la texture grâce à l'utilisation de granulats de plus en plus petits, elles sont parvenues à proposer des produits reconnus comme phoniques, et qui, associés à d'autres solutions de réduction du bruit (écrans, traitement de façade, gestion du trafic), réduisent significativement le bruit d'un trafic routier. Il reste cependant quelques verrous techniques et scientifiques à lever avant d'en étendre l'utilisation. Tout d'abord, il est nécessaire de réduire l'incertitude sur les performances d'un produit à l'état neuf et cela passe par l'étape de compréhension des raisons qui provoquent ces écarts. Il faut ensuite mieux comprendre les causes de la dégradation (parfois rapide) de ces performances et proposer soit des revêtements aux propriétés sonores plus durables, soit des techniques d'entretien ou de régénération efficaces.

La réduction du bruit de roulement dans l'environnement ne peut toutefois être efficace que par l'optimisation conjointe des pneumatiques et des revêtements de chaussée. Et il reste là aussi beaucoup à faire, en particulier en ce qui concerne les poids lourds.

## **Glossaire**

*L'auteur définira les termes ou expressions les plus importants de l'article. La traduction des termes en anglais est conseillée.*

# Bruit de roulement automobile : influence du revêtement de chaussée

par **Fabienne ANFOSSO-LÉDÉE**

*Docteur en acoustique, HDR - Directrice de recherche à l'IFSTTAR Nantes*

et **Julien CESBRON**

*Docteur en génie mécanique - Chargé de recherche à l'IFSTTAR Nantes*

## Sources bibliographiques

- (1) - SANDBERG (U.), EJSBOM (J. A.) - *Tyre/road noise reference book* - . Informex (2002).
- (2) - LCPC - *Méthode d'essai des LPC n° 63 : Mesure en continu du bruit de contact pneumatique/chaussée* - Techniques et Méthodes des Laboratoires des Ponts et Chaussées (2007).
- (3) - CFTR - Performances acoustiques in situ des revêtements de chaussées – Méthode expérimentale de caractérisation, de vérification et de suivi - . Comité Français des Techniques Routières. Note d'Information n° 20, janv. 2010.
- (4) - KROPP (W.) - Ein Modell zur Beschreibung des Rollgeräusches eines unprofilierten Gürtelreifens auf rauher Strassenoberfläche - . T. U. Berlin (1992).
- (5) - HAMET (J.-F.), KLEIN (P.) - Use of a rolling model for the study of the correlation between road texture and tire noise. - Presented at Internoise, The Hague, The Netherlands (2001).
- (6) - WULLENS (F.), KROPP (W.) - A Three-dimensional contact model for tyre/road interaction in rolling conditions. - *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 90, p. 702-711 (2004).
- (7) - CESBRON (J.), ANFOSSO-LÉDÉE (F.), YIN (H.-P.), DUHAMEL (D.), et HOUÉDEC (D. L.) - Influence of road texture on tyre/road contact in static conditions. - *Road Materials and Pavement Design*, vol. 9, n° 4, p. 689-710 (2008).
- (8) - DUBOIS (G.), CESBRON (J.), YIN (H. P.), et ANFOSSO-LÉDÉE (F.) - Macro-scale approach for rough frictionless multi-indentation on a viscoelastic half-space. - *Wear*, vol. 272, n° 1, p. 69-78 oct. 2011.
- (9) - BOUSSINESQ (J.) - *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques* - . Paris : Gauthier-Villars (1885).
- (10) - JOHNSON (K. L.) - *Contact mechanics* - . Cambridge University Press (1985).
- (11) - HUANG (S. C.), SOEDEL (W.) - Effects of Coriolis acceleration on the free and forced in-plane vibrations of rotating rings on elastic foundation. - *Journal of Sound and Vibration*, vol. 115, n° 2, p. 253-274, juin 1987.
- (12) - HAMET (J.-F.) - Tire/Road Noise : Time domain Green's function for the orthotropic plate model. - *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 87, p. 470-474 (2001).
- (13) - LARSSON (K.), KROPP (W.) - A high-frequency three-dimensional tyre model based on two coupled elastic layers. - *Journal of Sound and Vibration*, vol. 253, n° 4, p. 889-908 (2002).
- (14) - O'BOY (D. J.), DOWLING (A. P.) - Tyre/road interaction noise – A 3D viscoelastic multilayer model of a tyre belt. - *Journal of Sound and Vibration*, vol. 322, n° 4-5, p. 829-850, mai 2009.

- (15) - SAIGAL (S.), YANG (T. Y.), KIM (H. W.), SOEDEL (W.) - Free vibrations of a tire as a toroidal membrane. - *Journal of Sound and Vibration*, vol. 107, n° 1, p. 71-82, mai 1986.
- (16) - KIM (G. J.) - Wave propagation in tyres and the resultant noise radiation. - **PhD thesis**, University of Southampton. Institute of Sound and Vibration Research (1998).
- (17) - FADAVI (A.) - Modélisation numérique des vibrations d'un pneumatique et de la propagation du bruit de contact. - **Thèse de doctorat**, École Nationale des Ponts et Chaussées (2002).
- (18) - BRINKMEIER (M.), NACKENHORST (U.), PETERSEN (S.), VON ESTORFF (O.) - A finite element approach for the simulation of tire rolling noise. - *Journal of Sound and Vibration*, vol. 309, n° 1-2, p. 20-39 (2008).
- (19) - NGUYEN (H. H.) - Une nouvelle approche pour structures périodiques. Application au calcul des vibrations d'un pneumatique. - **Thèse de doctorat**, École Nationale des Ponts et Chaussées (2008).
- (20) - DUHAMEL (D.) - A recursive finite element method for computing tyre vibrations. - Presented at the **IMPACT (Innovations en Mécaniques Passives et ACTives)**, Djerba, Tunisie (2010).
- (21) - MEFTAH (R.) - Une approche par formalisme de Green réduit pour le calcul des structures en contact dynamique : application au contact pneumatique/chaussée. - **Thèse de doctorat**, Université Paris-Est (2011).
- (22) - KROPP (W.) - Structure-borne sound on a smooth tyre. - *Applied Acoustics*, vol. 26, n° 3, p. 181-192 (1989).
- (23) - BONNET (M.), FRANGI (A.) - *Analyse des solides déformables par la méthode des éléments finis* - . Les éditions de l'École Polytechnique (2006).
- (24) - HAYDEN (R. E.) - Roadside noise from the interaction of a rolling tire with the road surface. - Presented at the Purdue Noise Control Conference, Purdue University, West Lafayette (USA), p. 59-64 (1971).
- (25) - PLOTKIN (K. J.), STUSNICK (E.) - A unified set of models for tire/road noise generation. - Wyle Laboratories, Arlington, Wyle Research WR 81-26 (1981).
- (26) - PLOTKIN (K. J.), MONTROLL (M. M.), FULLER (W. R.) - Identification of tire noise generation mechanisms using a roadwheel facility. - Presented at the International Tire Noise Conference, Stockholm (Suède), p. 127-141 (1979).
- (27) - RONNEBERGER (D.) - Experimentelle und theoretische Untersuchungen spezieller Mechanismen der Rollgeräuschenstehung und Abstrahlung – Reifengeräuch und Strassenbau. In Internationales Seminar - . Zurich (Suisse) (1984).
- (28) - GAGEN (M. J.) - Novel acoustic sources from squeezed cavities in car tires. - *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 106, n°2, p. 794 (1999).
- (29) - EISENBLAETTER (J.), WALSH (S. J.), KRYLOV (V. V.) - Air-related mechanisms of noise generation by solid rubber tyres with cavities. - *Applied Acoustics*, vol. 71, n° 9, p. 854-860 (2010).
- (30) - NILSSON (N.-A.), SÖDERQVIST (S.), BENNERHULT (O.) - Air resonant radiation – a possible mechanism for high frequency noise from cross-bar tires - . Stockholm (Suède), IFM Akustikbyran 6.084.02 (1979).
- (31) - HAMET (J.-F.), DEFFAYET (C.), PALLAS (M. A.) - Air pumping phenomena in road cavities - . Gothenburg, **Suède** (1990).
- (32) - KIM (S.), JEONG (W.), PARK (Y.), LEE (S.) - Prediction method for tire air-pumping noise using a hybrid technique. - *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 119, n° 6, p. 3799 (2006).
- (33) - CONTE (F.) - Modélisation CFD du phénomène acoustique de pompage d'air dans un contact pneumatique/chaussée. - **Thèse de doctorat**, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (2008).

- (34) - KROPP (W.), BÉCOT (F.-X.) BARRELET (S.) - On the Sound Radiation from Tyres. - *Acta Acustica united with Acustica*, vol. 86, p. 769-779 (2000).
- (35) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.), KLEIN (P.), FADAVI (A.) DUHAMEL (D.) - Tire/road noise: comparison of 2D and 3D models for horn effect. - Presented at Internoise, Nice, France (2000).
- (36) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.), KLEIN (P.), FADAVI (A.) DUHAMEL (D.) - Tyre/road noise horn effect: 2D modelling by analytical and numerical models. - Presented at the International Congress on Sound and Vibration, Garmisch-Partenkirchen, **Allemagne** (2000).
- (37) - FADAVI (A.), DUHAMEL (D.), KLEIN (P.), ANFOSSO-LÉDÉE (F.) - Tire/road noise: 3D models for horn effect. - Presented at Internoise, Nice, France (2000).
- (38) - DUHAMEL (D.), HAMET (J.-F.), KLEIN (P.), ANFOSSO-LÉDÉE (F.), YIN (H.), GAUTIER (J. L.) MEUNIER (Y.) - Effect of absorbing grounds on acoustic radiation of tyres. - Presented at Euronoise, Tampere, Finlande (2006).
- (39) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.) - The effect of road absorption on tyre-road horn effect. - Presented at the CFA / DAGA, Strasbourg, France (2004).
- (40) - SANDBERG (U.), DESCORNET (G.) - Road surface influence on tire/road noise. - Presented at Internoise, Miami, Floride, p. 1-16 (1980).
- (41) - LEGEAY (V.) - Bruit de roulement : étude de la relation entre les compositions spectrales du bruit et de la texture du revêtement. - *Bulletin des laboratoires des Ponts et Chaussées*, vol. 178, p. 3-6 (1992).
- (42) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.), DO (M.-T.) - Geometric descriptors of road surface texture in relation to tire-road noise. - Transportation Research Record: *Journal of the Transportation Research Board*, vol. 1806, n° 1, p. 160-167 (2002).
- (43) - KLEIN (P.), HAMET (J.-F.) - The correlations between texture related quantities and the tyre radiated noise levels evaluated from a dynamic rolling model. - Presented at Euronoise, Tampere, Finlande (2006).
- (44) - KLEIN (P.), HAMET (J.-F.), ANFOSSO-LÉDÉE (F.) - An envelopment procedure for tire/road contact. - Presented at the AIPCR, Toronto, Canada (2004).
- (45) - BÉRENGIER (M.), STINSON (M. R.), DAIGLE (G. A.), HAMET (J. F.) - Porous road pavements : acoustical characterization and propagation effects. - *Journal of the Acoustical Society of America*, vol. 101, n° 1, p. 155-162 (1997).
- (46) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.), BROSSEAUD (Y.) - Acoustic monitoring of low noise road pavements. - *Noise Control Engineering Journal*, vol. 57, n° 2 (2009).
- (47) - GAUTIER (J. L.), BAILLE (M.) - From theoretical acoustics studies to implementation on a worksite : a major step towards rolling noise reduction. - Presented at the 6th Symposium on Pavement Surface Characteristics (SURF2008), Portorož, Slovenie (2008).
- (48) - FICKES (M.) - The asphalt rubber. Hot Mix Asphalt Technology (HMAT) Publication, - août 2003.
- (49) - BruitParif, État des lieux des performances acoustiques des revêtements de chaussées - . Observatoire du bruit en Île-de-France, Dossier technique et pédagogique, déc. 2011.
- (50) - IDRRIM - Diffusion de la base de données « bruit de roulement - . Institut des Routes, des Rues et des Infrastructures pour la Mobilité, Note de sensibilisation n° 5 du Groupe National des Caractéristiques de Chaussées (2011).
- (51) - BÉRENGIER (M.), HAMET (J.-F.) - Acoustic classification of road pavements: Ranking differences due to distance from the road. - Heavy vehicle systems, *International Journal of Vehicle Design*, vol. 6, n° 1-4, p. 13-27 (1999).
- (52) - BESNARD (F.), DOISY (S.), HAMET (J.-F.) - Performances acoustiques des revêtements de chaussées : Évolution dans le temps - . Rapport SETRA (2005).

(53) - ANFOSSO-LÉDÉE (F.), PICHAUD (Y.) - Auscultation acoustique d'un réseau routier. Application à l'étude du vieillissement d'un revêtement peu bruyant. - *Revue Générale des Routes et Aérodrômes*, vol. 876 (2009).

(54) - KRAGH (J.), ANDERSEN (B.), HOFMAN (R.), VAN VLIET (W.-J.), ANFOSSO-LÉDÉE (F.) - Pavement acoustic ageing – noise performance over time. In *Proceedings of Internoise 2012* - . New-York, USA (2012).

(55) - MORGAN (P.) - SILVIA Guidance manual for the implementation of low-noise road surfaces - . FEHRL, FEHRL 2006/02 (2006).

(56) - FUJIWARA (T.), MEIARASHI (S.), NAMIKAWA (Y.), HASEBE (M.) - Reduction of equivalent continuous A-weighted sound pressure levels by porous elastic road surfaces. - *Applied Acoustics*, vol. 66, n° 7, p. 766-778, juillet 2005.

(57) – CONTER (M.), AICHINGER (C.), WEHR (R.) - Report on the development of the procedure for characterisation of noise properties of road surfaces including the updated draft standard, Deliverable 2-6, ROSANNE project FP7 n°605368 (2016).

(58) – BENTSEN (H.), SKOV (R.S.H.) - Performance of eight poroelastic test sections, Deliverable 5.2, PERSUADE FP7 project n°226313 (2015).

## À lire également dans nos bases

LAMBERT (J.), VINCENT (B.) et VALLET (M.). – Bruit des transports [BR2005] (2018).

BERTHIER (J.). – Matériaux de chaussées souples et semi-rigides [C4314] (2012).

BERTHIER (J.). – Les routes, les ponts et les parcs de stationnement [C4308] (2010)

BERTHIER (J.). – Véhicules et routes [C4400], 1991, (archives).

REIGNER (G.). – Bâtiment et environnement [R3114] (2007).

FERNANDEZ (S.). – Normalisation dans le domaine de l'environnement [G1010] (2008).

PARDO (L-F.) et ANFOSSO LEDEE (F.) - Bruit des véhicules et du trafic routier - Impact et enjeux des évolutions réglementaires et normatives [BR2056] (2016)

## Outils logiciels

(logiciels)

## Sites Internet

(portails, pages personnelles, forums, listes de discussion)

## Événements

(congrès, salons, colloques, journées d'étude)

## Normes et standards

AFNOR Acoustique – Mesurage de l'influence des revêtements de chaussée sur le bruit émis par la circulation – Partie 1 : méthode statistique au passage - NF EN ISO 11819-1 - 2002

ISO Acoustics – Measurement of the influence of road surfaces on traffic noise – Part 4 : The Statistical Pass-By method using a backing board, (en cours de publication) - ISO/PAS 11819-4 - 2013

ISO Statistique – Vocabulaire et symboles – Partie 1 : termes statistiques généraux et termes utilisés en calcul des probabilités - ISO 3534-1 - 2006

AFNOR Acoustique – Méthode de mesurage de l'influence des revêtements de chaussées sur le bruit émis par la circulation — Partie 2 : Méthode de proximité – NF EN ISO 11819-2 - 2017

AFNOR Acoustique – Méthode de mesurage de l'influence des revêtements de chaussées sur le bruit émis par la circulation — Partie 3: Pneumatiques de référence - XP ISO TS 11819-3 - 2017

AASHTO Standard Method of Test for Measurement of Tire/Pavement Noise using the On-Board Sound Intensity (OBSI) Method, American Association of State Highway and Transportation Officials - Specification TP 76-10 - 2010

AFNOR Mélanges bitumineux – Spécifications des matériaux – Partie 2 : béton bitumineux très minces - NF EN 13108-2 - 2007

ISO Acoustics – Measurement of sound absorption properties of road surfaces in situ – Part 1: Extended surface method - ISO 13472-1 - 2002

## Réglementation

Loi n° 92-1444 du 31 décembre 1992 relative à la lutte contre le bruit, codifiée sous les articles L. 571-1 à L. 571-25 du code de l'environnement. En particuliers l'article 12 (L.571-9) sur les infrastructures nouvelles et l'article 13 (L.571-10) sur la construction de bâtiments nouveaux

Directive 2002/49/CE sur l'évaluation et la gestion du bruit dans l'environnement (transposée en France par l'ordonnance 2004-1199 du 12 novembre 2004)

Directive européenne 2001/43/EC modifiant la directive 92/23/CEE du Conseil relative aux pneumatiques des véhicules à moteur et de leurs remorques ainsi qu'à leur montage

Règlement (CE) n° 1222/2009 du Parlement européen et du Conseil du 25 novembre 2009 sur l'étiquetage des pneumatiques en relation avec l'efficacité en carburant et d'autres paramètres essentiels (bruit, adhérence)

Règlement (CE) n° 661/2009 du Parlement européen et du Conseil du 13 juillet 2009 sur les exigences d'homologation pour la sécurité des véhicules à moteur, de leur remorque et de leurs systèmes, composants et équipements techniques

Règlement UNECE (R. 117), Prescriptions uniformes relatives à l'homologation des pneumatiques en ce qui concerne le bruit de roulement et l'adhérence sur sol mouillé (2007)

Directive 70/157/CEE du Conseil, du 6 février 1970 (et modifications successives), concernant le rapprochement des législations des États membres relatives au niveau sonore admissible et au dispositif d'échappement des véhicules à moteur.

# Brevets

## Annuaire

### **Constructeurs – Fournisseurs – Distributeurs (liste non exhaustive)**

#### **Constructeurs Routiers (liste non exhaustive)**

Route de France, <https://www.routesdefrance.com>

URF – Union Routière de France, <http://www.unionroutiere.fr>

ERF – European Road Federation, <http://www.erf.be>

Asphalt Pavement Alliance, <http://www.quietpavement.com/home.html>

#### **Pneumaticiens (liste non exhaustive)**

E.T.R.T.O. – The European Tyre and Rim Technical Organisation, <http://www.etrto.org>

E.T.R.M.A. – European Tyre & Rubber Manufacturers' Association, <http://www.etrma.org>

### **Organismes – Fédérations – Associations (liste non exhaustive)**

FEHRL – the Forum of European National Highway Research Laboratories, <http://www.fehrl.org>

IDRRIM – Institut des Routes, des Rues et des Infrastructures pour la Mobilité, <http://www.idrrim.com/>

CIDB – Centre d'Information et de Documentation sur le Bruit, <http://www.bruit.fr>

Bruit Paris – Observatoire du bruit en Ile-de-France, <http://www.bruitparif.fr/>

### **Documentation - Formation – Séminaires (liste non exhaustive)**

### **Laboratoires – Bureaux d'études – Écoles – Centres de recherche (liste non exhaustive)**

## Données statistiques et économiques

Texte libre, pouvant contenir des tableaux, figures (dont cartes et camemberts).