



HAL
open science

Relation entre les paramètres de contact pneumatique/chaussée et le bruit de roulement

Julien Cesbron, Tian Wei, Fabienne Anfosso-Lédée

► **To cite this version:**

Julien Cesbron, Tian Wei, Fabienne Anfosso-Lédée. Relation entre les paramètres de contact pneumatique/chaussée et le bruit de roulement. 10ème Congrès Français d'Acoustique, Apr 2010, Lyon, France. hal-00537197

HAL Id: hal-00537197

<https://hal.science/hal-00537197>

Submitted on 17 Nov 2010

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

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

Relation entre les paramètres de contact pneumatique/chaussée et le bruit de roulement

Julien Cesbron¹, Tian Wei¹, Fabienne Anfosso-Lédée¹

¹ LCPC, Route de Bouaye - BP 4129, F-44341 Bouguenais Cedex {julien.cesbron,fabienne.anfosso}@lcpc.fr

Cet article traite de la relation entre les paramètres de contact issus d'une texture de chaussée et le bruit de contact pneumatique/chaussée. La surface de chaussée est approchée par un ensemble d'aspérités parfaitement rigides et la bande de roulement du pneu est modélisée à l'aide d'un massif semi-infini élastique. Un algorithme d'identification d'aspérités est appliqué à des textures en trois dimensions mesurées sur des surfaces routières réelles. Des paramètres de contact sont ensuite calculés sur chaque aspérité à l'aide d'une méthode numérique du type éléments de frontière. Les paramètres de contact obtenus pour différents types de revêtements routiers sont comparés. Enfin, la corrélation entre ces paramètres de contact et le bruit de roulement mesuré est discutée.

1 Introduction

Le bruit de contact pneumatique/chaussée est la source prépondérante du bruit routier hors agglomération [1]. Ce bruit est généré par les vibrations du pneu excité par la surface de chaussée au cours du roulement et par les phénomènes de pompage d'air à l'interface de contact. Les deux mécanismes sont amplifiés par l'effet dièdre [2]. Les efforts de contact pneumatique/chaussée influencent fortement le bruit de roulement, comme le montrent les corrélations texture/bruit issues de modèles statistiques [3, 4] ou hybrides [5, 6]. Les modèles de contact développés prennent en compte la texture de chaussée en trois dimensions pour une prévision plus fine du bruit [7, 8]. L'objet de cet article est d'étudier la relation entre les paramètres de contact issus du modèle de contact multi-aspérités 3D développé dans [9, 10] et le bruit roulement. L'étude vient compléter les travaux de [4, 11] où il est montré que des paramètres de surface issus de profils de chaussée 2D sont corrélés avec le bruit de roulement.

2 Modèle de contact

Dans la suite, le problème est décrit en coordonnées cartésiennes. Le pneumatique est approché par un massif semi-infini élastique de module d'Young E et de coefficient de Poisson ν (Figure 1). La surface de chaussée Σ est supposée parfaitement rigide et est décrite par un ensemble de points $(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$. Le massif entre en contact avec la surface de chaussée sous l'effet d'un déplacement normal noté δ . Le frottement n'est pas pris en compte dans le modèle, uniquement les forces normales sont considérées.

2.1 Formulation multi-aspérités

La surface de chaussée est composée de N aspérités de surface Σ_k ($k \in [1, N]$) composées des points

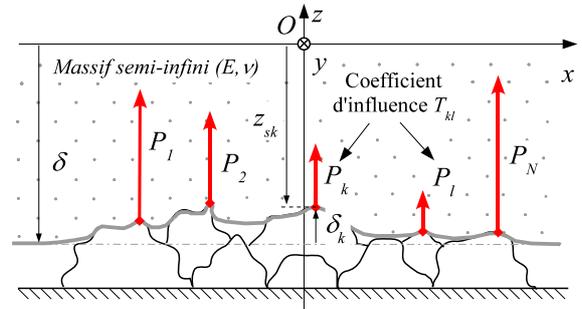


FIGURE 1 – Modèle de contact multi-aspérités.

$(\mathbf{x}_k, \mathbf{y}_k, \mathbf{z}_k)$. Les sommets des aspérités ont pour coordonnées (x_{sk}, y_{sk}, z_{sk}) . La relation entre le déplacement δ_k et la force P_k au sommet de chaque aspérité est donnée par une loi de Sneddon [12] généralisée :

$$\forall k \in [1, N], P_k = \begin{cases} C_k E^* \delta_k^{\gamma_k} & \text{si } \delta_k > 0 \\ 0 & \text{si } \delta_k \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

où $E^* = E/(1 - \nu^2)$, C_k et γ_k sont des constantes dépendant de la géométrie de l'aspérité. δ_k tient compte de l'interaction entre les sommets des aspérités :

$$\forall k \in [1, N], \delta_k = z_{sk} - \delta - \sum_{\substack{l=1 \\ l \neq k}}^N T_{kl} P_l \quad (2)$$

où $T_{kl} = 1/(\pi E^* r_{kl})$ est le coefficient d'influence de Boussinesq [13] avec $r_{kl} = \sqrt{(x_{sk} - x_{sl})^2 + (y_{sk} - y_{sl})^2}$. L'équation (1) combinée avec l'équation (2) donne un système de N équations non-linéaires à N inconnues P_k qui est résolu par la méthode de Newton-Raphson.

2.2 Paramètres de contact

Quatre paramètres de contact r_k, h_k, C_k et γ_k sont associés à une aspérité de chaussée ($k \in [1, N]$). Les paramètres C_k et γ_k sont les constantes descriptives de la

loi de contact sur l'aspérité (Eq. (1)). C_k dépend de la taille et de la forme de l'aspérité tandis que γ_k dépend seulement de la forme. Les paramètres r_k et h_k sont respectivement la distance moyenne et la hauteur relative moyenne entre le sommet de l'aspérité k et ses plus proches voisins. Soient \mathcal{V}_k l'ensemble des plus proches voisins du sommet de l'aspérité k au sens de la triangulation de Delaunay et $\langle \cdot \rangle$ l'opérateur de moyenne arithmétique, il vient alors :

$$\forall k \in [1, N], \begin{cases} r_k = \langle r_{kl} \rangle_{l \in \mathcal{V}_k} \\ h_k = \langle |z_{sk} - z_{sl}| \rangle_{l \in \mathcal{V}_k} \end{cases} \quad (3)$$

Les paramètres r_k et h_k sont représentatifs de l'interaction entre les aspérités lors du contact (Eq. (2)).

2.3 Méthode d'identification d'aspérités

L'utilisation du modèle de contact multi-aspérités nécessite au préalable d'identifier les aspérités composant la surface de chaussée. Les différentes étapes d'identification sont données Figure 2. La donnée de départ est une surface de chaussée $(\mathbf{x}, \mathbf{y}, \mathbf{z})$ de dimensions L_x par L_y mesurée en trois dimensions avec une certaine résolution spatiale dx , dy et dz .

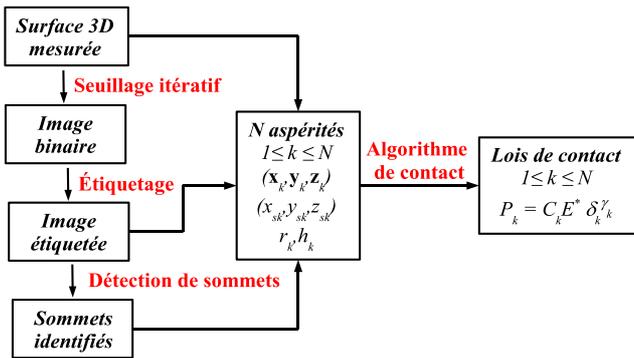


FIGURE 2 – Étapes d'identification des aspérités.

La première étape consiste à obtenir une image binaire à partir de la surface mesurée à l'aide d'un algorithme de seuillage itératif, dont le principe est illustré Figure 3. Il consiste à diminuer successivement la valeur

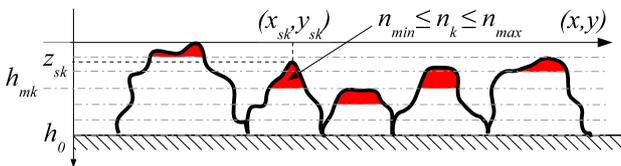


FIGURE 3 – Schéma de principe du seuillage itératif.

de seuil h_m ($m \in [0, M]$) afin d'identifier des aspérités à partir de critères donnés. Une aspérité k est définie comme un ensemble de points connexes, potentiellement en contact, dont le nombre n_k est compris entre une valeur minimale n_{min} et une valeur maximale n_{max} . À l'étape m , la valeur de seuil est définie par :

$$h_m = h_0 - mdh \quad (4)$$

où h_0 est le seuil initial et dh est le pas du seuillage itératif. Un étiquetage en 8-connexité [14], attribuant le

même nombre entier à un groupe de points connexes, est effectué sur les points situés au-dessus du seuil h_m . Si le nombre de points composant une étiquette est compris entre n_{min} et n_{max} , ces points se voient attribuer la valeur 1. Cette procédure est recommencée à une hauteur h_{m+1} plus petite uniquement sur les étiquettes de l'étape m dont le nombre de points dépasse n_{max} (celles dont le nombre de points est inférieur à n_{min} ne sont plus prises en compte). Au final, l'image binaire obtenue contient N segments dont le nombre de points est compris entre n_{min} et n_{max} . Elle est de nouveau étiquetée afin de numéroter les N aspérités identifiées. La combinaison de la surface mesurée et de l'image étiquetée donne la surface de chaque aspérité $(\mathbf{x}_k, \mathbf{y}_k, \mathbf{z}_k)$ et les coordonnées de son sommet (x_{sk}, y_{sk}, z_{sk}) . Les paramètres r_k et h_k de l'Eq. (3) peuvent ensuite être calculés.

Enfin, la loi de contact (Eq. (1)) est déterminée sur chaque aspérité en effectuant un calcul numérique par méthode d'inversion de matrice [15, 16]. Sur chaque aspérité, la distribution de pression est calculée, puis intégrée pour obtenir P_k , pour plusieurs valeurs de δ_k comprises entre 0 et $h_{mk} - z_{sk}$ où h_{mk} est le seuil au quel l'aspérité k a été détectée (Figure 3). Les paramètres C_k et γ_k sont ensuite identifiés à partir des couples (δ_k, P_k) obtenus comme expliqué dans [8, 16].

3 Résultats

3.1 Surfaces routières testées

Dans la suite, six revêtements de chaussée de la piste de référence du LCPC sont utilisés (Figure 4). Le revêtement A est un Enduit Superficiel 8/10 (taille des granulats comprise entre 8 et 10 mm) à très forte macro-texture. Les revêtements E2 (Béton Bitumineux Semi-Grenu 0/10) et M1 (Béton Bitumineux Très Mince 0/10) sont des revêtements à macro-texture modérée. Les revêtements C (Enduit Superficiel 0,8/1,5), F (Colgrip 1/3) et L2 (Sable enrobé 0/4) sont des revêtements à faible macro-texture.

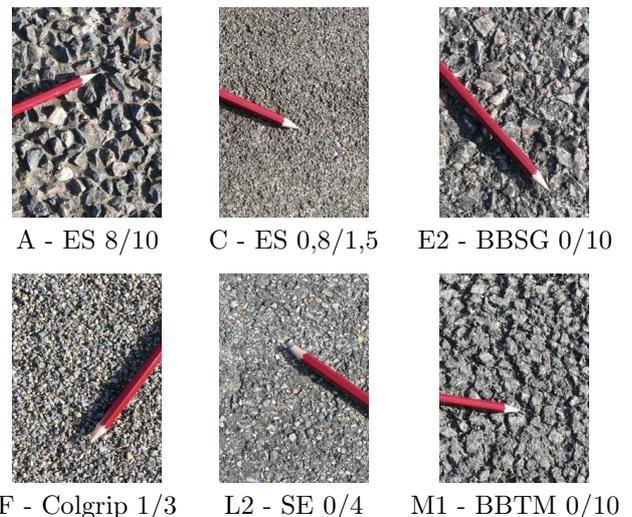


FIGURE 4 – Aperçu des 6 revêtements testés.

Pour chaque revêtement, la texture de chaussée a été mesurée en trois dimensions par méthode de stéréoscopie dans le cadre du projet franco-allemand DEUFRAKO

P2RN [17]. Les surfaces obtenues ont une résolution spatiale $dx = dy = 0,384$ mm dans le plan (x, y) et une résolution verticale $dz = 0,038$ mm. Les dimensions de la surface mesurée sont de l'ordre de 2,3 m pour L_x (direction du roulement) et 0,36 m pour L_y (direction perpendiculaire au roulement). Ces mesures ont été utilisées en entrée de modèles hybrides pour le bruit de roulement qui donnent des niveaux sonores proches de ceux mesurés [17].

3.2 Paramètres de contact identifiés

La méthode d'identification d'aspérités présentée au paragraphe 2.3 a été appliquée sur chaque revêtement. Les valeurs des paramètres n_{min} et n_{max} sont déterminés à partir de la granulométrie de la surface et de la résolution spatiale de la mesure. En notant d_{min} et d_{max} respectivement les tailles minimale et maximale des granulats (par exemple $d_{min} = 0$ mm et $d_{max} = 10$ mm pour le BBSG 0/10), il vient :

$$n_{min} = \begin{cases} d_{min}^2 / (dxdy) & \text{si } d_{min} > 0 \\ d_{macro}^2 / (dxdy) & \text{sinon} \end{cases} \quad (5)$$

et

$$n_{max} = d_{max}^2 / (dxdy) \quad (6)$$

où d_{macro} est la taille minimale d'une aspérité d'un point de vue de la macrotecture, fixée ici à 1 mm. Pour le seuillage itératif, h_0 est égale à la profondeur maximale mesurée sur la surface considérée. Le pas de seuillage itératif dh est égal à $dz = 0,038$ mm pour les surfaces A, E2, F et M1 et à 0,01 mm pour les surfaces C et L2 composées d'aspérités plus petites. Le nombre de couples (δ_k, P_k) utilisés pour l'identification de la loi de contact sur chaque aspérité est fixé à 10.

La Figure 5 donne un exemple de résultat d'identification d'aspérités pour la surface E2 (BBSG 0/10). La surface totale mesurée est représentée en niveaux de gris en haut de la figure. Pour une meilleure lisibilité, les résultats du seuillage itératif et les sommets des aspérités sont représentés à l'intérieur de la zone de zoom matérialisée par un cadre rouge. Sur l'image binaire (gauche) les groupes de pixels connexes sont représentés en noir. Sur l'image de droite, les sommets des aspérités sont représentés par des points rouge dans le plan (x, y) .

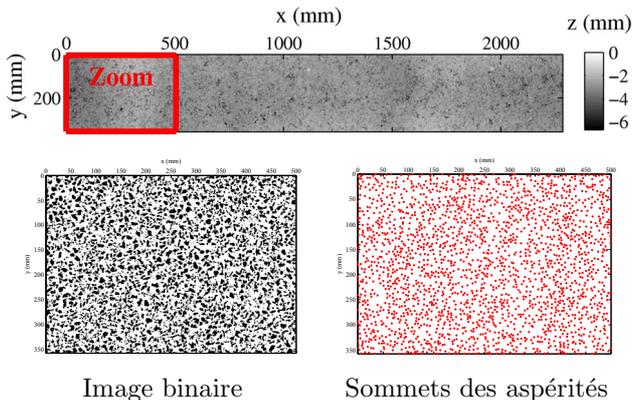


FIGURE 5 – Résultats de l'algorithme d'identification d'aspérités pour la surface E2.

Pour la surface E2, le nombre d'aspérités identifiées est $N = 10259$. Les histogrammes des paramètres de contact r_k , h_k , C_k et γ_k calculés sur la surface E2 sont donnés Figure 6. Les paramètres r_k , h_k sont en mm, C_k est en $\text{mm}^{2-\gamma_k}$ (cf. Eq. (1)) et γ_k est adimensionnel. Les distributions de r_k et γ_k sont proches d'une loi normale, tandis que pour h_k et C_k les distributions suivent plutôt une loi log-normale. Des résultats similaires sont observés pour les cinq autres revêtements testés.

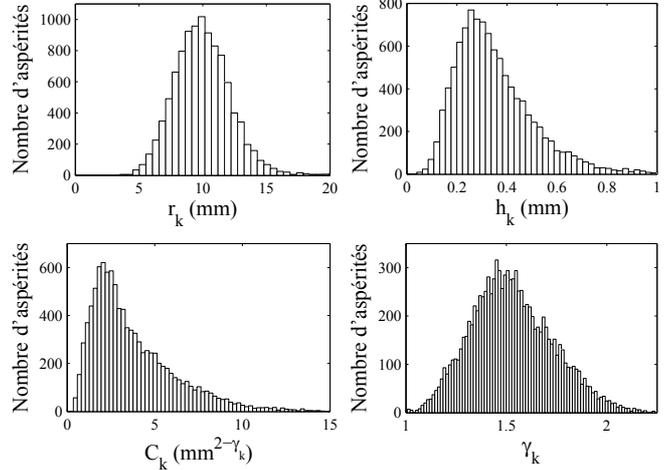


FIGURE 6 – Histogrammes des paramètres de contact identifiés pour la surface E2 ($N = 10259$ aspérités).

Pour une surface donnée, les paramètres de contact moyens sur l'ensemble des aspérités \bar{r} , \bar{h} , \bar{C} , $\bar{\gamma}$ et la densité D (en nombre d'aspérités par m^2) sont définis par :

$$\begin{cases} \bar{r} = \langle r_k \rangle_{k \in [1, N]} \\ \bar{h} = \langle h_k \rangle_{k \in [1, N]} \\ \bar{C} = \langle C_k \rangle_{k \in [1, N]} \\ \bar{\gamma} = \langle \gamma_k \rangle_{k \in [1, N]} \\ D = N / (L_x L_y) \end{cases} \quad (7)$$

Ces paramètres ont été calculés pour les six revêtements et sont donnés Table 1 avec l'écart-type associé. Plus la

	A	C	E2	F	L2	M1
\bar{r}	25,1	6,0	10,1	6,8	6,7	12,1
$\pm \sqrt{\sigma_r}$	10,0	1,3	2,7	1,4	1,4	3,2
\bar{h}	1,30	0,15	0,36	0,65	0,23	0,44
$\pm \sqrt{\sigma_h}$	0,58	0,11	0,18	0,33	0,12	0,42
\bar{C}	3,0	1,7	3,8	1,8	2,7	4,8
$\pm \sqrt{\sigma_C}$	0,9	0,8	2,5	0,7	1,5	3,5
$\bar{\gamma}$	1,59	1,28	1,53	1,41	1,46	1,58
$\pm \sqrt{\sigma_\gamma}$	0,13	0,09	0,20	0,12	0,15	0,22
D	2301	34444	12542	27100	28250	8888

TABLE 1 – Paramètres de contact moyens identifiés pour les six revêtements testés (\bar{r} et \bar{h} en mm, \bar{C} en $\text{mm}^{2-\gamma_k}$, $\bar{\gamma}$ sans unité, D en nombre d'aspérités par m^2).

taille maximale d_{max} des granulats composant la surface est importante, plus la distance moyenne entre les aspérités \bar{r} est élevée. Le même résultat est observé pour la hauteur relative moyenne \bar{h} , à l'exception de la surface F (Colgrip) pour laquelle \bar{h} est plus élevée que pour les surfaces E2 et M1 à macro-texture modérée. Il est difficile de commenter les valeurs de \bar{C} en raison de la

non-linéarité des lois de contact (l'unité du paramètre C_k dépend de γ_k). L'exposant moyen de la loi de contact $\bar{\gamma}$ est compris entre 1 et 2 pour l'ensemble des surfaces, ce qui est cohérent avec la littérature [12] qui donne $\gamma_k = 1$ pour un poinçon cylindrique parfaitement plan, $\gamma_k = 1,5$ pour une aspérité sphérique et $\gamma_k = 2$ pour une aspérité conique. Globalement, plus le d_{max} est important et plus $\bar{\gamma}$ est proche de 2. Enfin, plus la taille des aspérités est importante (d_{max} élevé) et plus la densité d'aspérités D est faible. Dans la suite, les paramètres de contact moyens identifiés sont comparés au bruit de roulement mesuré.

3.3 Corrélation avec le bruit roulement

Dans le cadre du projet DEUFRAKO P2RN [17], le bruit de contact pneumatique/chaussée a été mesuré par la méthode de mesure en continu (CPX) développée au LCPC [18]. Un aperçu du système est donné Figure 7. Le véhicule d'essais est un véhicule léger Renault Scénic 2.0 litres, équipé de pneumatiques Michelin Energy E3A de dimensions 195/60 R15. Trois microphones sont montés sur des ailes aérodynamiques à proximité de la roue arrière droite. Les deux microphones latéraux sont positionnés à 20 cm des flancs du pneu, 20 cm de l'axe de la roue et 10 cm de la surface routière. Le microphone arrière se trouve dans le plan médian du pneu à 80 cm de l'axe de la roue et 15 cm au-dessus de la surface routière.

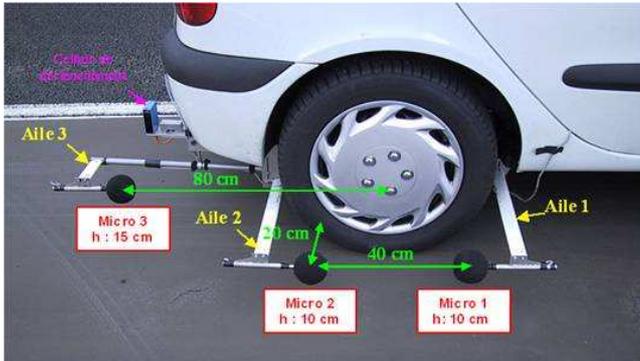


FIGURE 7 – Système de mesure en continu du bruit de roulement développé au LCPC [18].

Les mesures ont été réalisées sur la piste de référence du LCPC dans des conditions de température comprises entre 16,5 °C et 23,5 °C. Pour chacun des six revêtements testés (Figure 4), dix passages ont été effectués à une vitesse stabilisée comprise entre 65 km/h et 110 km/h par pas de 5 km/h. Pour chaque passage, le niveau de bruit équivalent est calculé par intégration du signal mesuré tous les deux mètres environ sur le tronçon testé. Le niveau de bruit équivalent global est ensuite calculé par moyenne arithmétique des niveaux de bruit sur l'ensemble des échantillons. Pour chaque surface, une régression logarithmique du bruit est effectuée en fonction de la vitesse, permettant d'obtenir le niveau de bruit équivalent pondéré A global L_{Aeq} à une vitesse de référence $V = 90$ km/h. Une correction en température des niveaux de bruit est également effectuée en utilisant les résultats de [19] :

$$L_{Aeq}(T_{ref}) = L_{Aeq}(T) - 0,1(T_{ref} - T) \quad (8)$$

où $L_{Aeq}(T_{ref})$ est le niveau de bruit à la température de référence en dB(A), $L_{Aeq}(T)$ est le niveau du bruit mesuré, T_{ref} est la température de référence fixée à 20 °C et T est la température mesurée. Les niveaux de bruit équivalent globaux $L_{Aeq}(20^\circ\text{C})$ à la vitesse $V = 90$ km/h sont donnés Table 2 en dB(A). Il s'agit de la moyenne arithmétique des niveaux mesurés sur les deux microphones latéraux. Globalement, plus un revêtement a une macro-texture importante, plus le niveau de bruit émis est élevé.

	A	C	E2	F	L2	M1
$L_{Aeq}(20^\circ\text{C})$	101,8	97,0	98,7	98,6	96,9	99,2

TABLE 2 – Niveaux de bruit équivalents pondérés A mesurés pour les 6 revêtements testés.

La corrélation entre les paramètres de contact \bar{r} , \bar{h} , $\bar{\gamma}$ et D donnés Table 1 et les niveaux de bruit mesurés est étudiée Figure 8. La corrélation entre le paramètre \bar{C} et le bruit n'est pas étudiée en raison de la non-linéarité de la loi de contact expliquée précédemment.

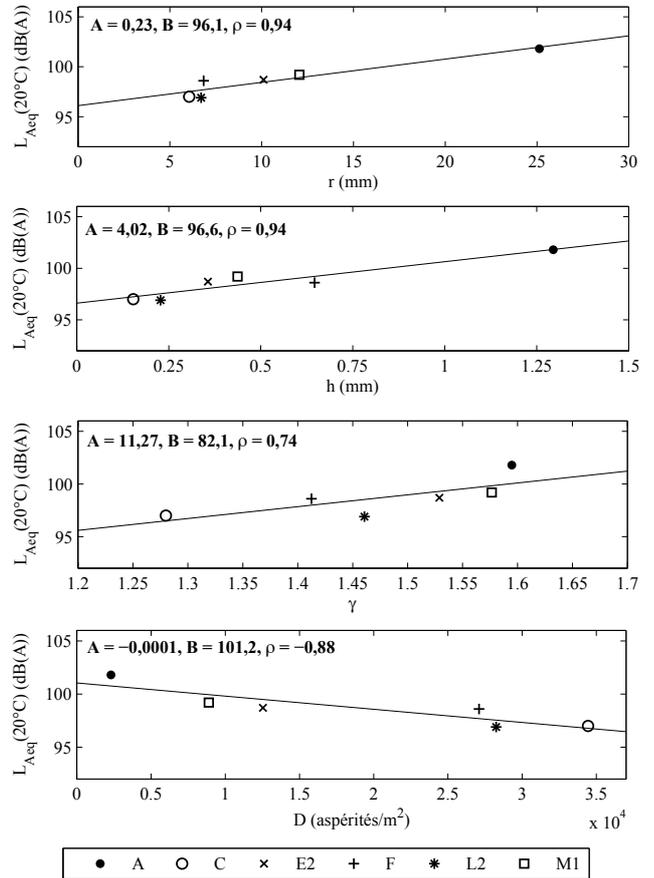


FIGURE 8 – Corrélations entre les paramètres de contact \bar{r} , \bar{h} , $\bar{\gamma}$ et D et les niveaux de bruit $L_{Aeq}(20^\circ\text{C})$.

Pour chaque paramètre de contact α , une régression linéaire est effectuée sur le nuage de points $(\alpha_i, L_{Aeqi})_{i \in [1,6]}$ constitué à partir des six revêtements étudiés. La relation est du type :

$$L_{Aeqi} = A\alpha_i + B \quad (9)$$

où A et B sont les coefficients de la droite de régression. Ces coefficients sont donnés Figure 8 pour chaque pa-

ramètre de contact, ainsi que le coefficient de corrélation noté ρ .

Il apparaît que les paramètres \bar{r} , \bar{h} et $\bar{\gamma}$ sont corrélés positivement avec le bruit émis, avec des coefficients de corrélation ρ respectivement de 0,94, 0,94 et 0,74. Le bruit de roulement augmente donc lorsque la distance \bar{r} et la hauteur relative \bar{h} deviennent plus élevées. Il augmente également lorsque le paramètre $\bar{\gamma}$ se rapproche de 2, autrement-dit lorsque les aspérités sont plus pointues, donc plus agressives vis-à-vis du pneu lors du contact. En revanche, il existe une corrélation négative entre la densité D et le bruit de roulement ($\rho = -0,88$). Cette diminution du bruit lorsque le nombre d'aspérités par unité de surface augmente peut être attribuée à une diminution des forces de contact locales lorsque le nombre d'aspérités augmente, impliquant une excitation vibratoire du pneu plus faible et donc moins de bruit. Ces corrélations entre paramètres de contact issus de textures 3D et le bruit sont similaires à celles de [4, 11] entre paramètres de surface issus de profils de chaussée 2D et le bruit de roulement.

4 Conclusion

Dans cette étude, des paramètres de contact r_k , h_k , C_k , γ_k et D ont été définis à partir d'un modèle de contact pneumatique/chaussée multi-aspérités en trois dimensions. Les paramètres sont déterminés à l'aide d'une méthode d'identification d'aspérités appliquée sur une texture de chaussée 3D réelle. La méthode fait appel à des techniques de traitement d'image (seuillage itératif, étiquetage de l'image binaire) pour la détection des aspérités (calcul de r_k , h_k et D), puis à un algorithme de contact du type méthode d'inversion de matrice pour l'identification des lois de contact sur les aspérités (calcul de C_k et γ_k).

La méthode d'identification d'aspérités a été appliquée à des textures 3D mesurées sur six revêtements du projet de recherche DEUFRAKO P2RN. Pour une surface donnée, les paramètres r_k et γ_k suivent une distribution du type loi normale, tandis que la distribution pour h_k et C_k est plus proche d'une loi log-normale. Pour chaque surface, les paramètres de contact moyens \bar{r} , \bar{h} , \bar{C} , $\bar{\gamma}$ ainsi que leur écart-type et la densité D ont été calculés, donnant des résultats cohérents. Les paramètres de contact \bar{r} , \bar{h} et $\bar{\gamma}$ sont corrélés positivement avec le niveau de bruit global mesuré en continu sur les surfaces testées. La densité D est corrélée négativement avec le bruit. Ces résultats sont cohérents avec les phénomènes de contact à l'origine de l'émission du bruit et sont similaires à ceux obtenus dans la littérature à partir de profils de texture 2D.

Les perspectives de recherche suite à cette étude sont nombreuses. En premier lieu, il faudrait compléter la base de données de textures en 3D et de bruit afin de confirmer les corrélations entre les paramètres de contact et le bruit à partir d'un nombre de revêtements plus grand. Ensuite, les paramètres de contact identifiés sur une texture de chaussée de grande longueur (environ 2,3 m dans cette étude) devraient permettre le calculs des forces de contact dynamiques entre le pneu et la chaussée au cours du roulement. L'effort de recherche

doit porter sur la prise en compte de la dynamique du pneu (visco-élasticité, vibrations) lors de la résolution du problème de contact multi-aspérités. Les résultats du modèle devraient contribuer à la prévision du bruit de roulement par approche physique déterministe. Un autre enjeu de cette étude est l'optimisation des surfaces routières vis-à-vis du bruit. En effet, il serait intéressant de relier les paramètres de contact à la formulation de la couche de roulement de la chaussée (courbe granulométrique, proportions des différents composants) et aux techniques de mise en oeuvre de l'enrobé sur site, afin d'en contrôler l'impact en matière de nuisance sonore.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier les participants du projet DEUFRAKO P2RN pour la mise à disposition des mesures de texture en 3D (Bast et Müller-BBM, Allemagne) et les mesures en continu du bruit de roulement (LCPC, France).

Références

- [1] Sandberg U., "Tyre/road noise - Myths and realities", *Proceedings of Internoise 2001*, The Hague, The Netherlands (2001).
- [2] Sandberg U., Ejsmont J.A., *Tyre/road noise reference book*, Informex, Kisa, Sweden (2002).
- [3] Sandberg U., Descornet G., "Road surface influence on tire/road noise", *Proceedings of Internoise 1980*, Miami, Florida (1980).
- [4] Anfosso-Lédée F., Do M.-T., "Geometric descriptors of road surface texture in relation to tire-road noise", *Journal of the Transportation Research Board - Assessing and Evaluating Pavements 1806*, 160-167 (2002).
- [5] Klein P., Hamet J.-F., Anfosso-Lédée F., "An envelopment procedure for tire/road contact", *Proceedings of Surf 2004*, Toronto (2004).
- [6] Klein P., Hamet J.-F., "The correlations between texture related quantities and the tyre radiated noise levels evaluated from a dynamic rolling model", *Proceedings of Euronoise 2006*, Tampere, Finland (2006).
- [7] Wullens F., Kropp W., "A three-dimensional contact model for tyre/road interaction in rolling conditions", *Acta Acustica united with Acustica 90*, 702-711 (2004).
- [8] Cesbron J., Anfosso-Lédée F., Yin H.P., Duhamel D., Le Houédec D., "Influence of road texture on tyre/road contact in static conditions", *Road Materials and Pavement Design 9* (4), 689-710 (2008).
- [9] Sameur A., "Modèle de contact pneumatique/chaussée pour la prévision du bruit de roulement", Thèse de doctorat, École Nationale des Ponts et Chaussées (2004).
- [10] Cesbron J., "Influence de la texture de chaussée sur le bruit de contact pneumatique/chaussée", Thèse

de doctorat, École Centrale de Nantes/Université de Nantes (2007).

- [11] Fujikawa T., Koike H., Oshino Y., Tachibana H., "Definition of road roughness parameters for tire vibration noise control", *Applied acoustics* 66, 160-167 (2005).
- [12] Sneddon I.N., "The relation between load and penetration in the axisymmetric Boussinesq problem for a punch of arbitrary profile", *International Journal of Engineering Science* 3, 47-57 (1965).
- [13] Boussinesq J., *Application des potentiels à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques*, Gauthier-Villars, Paris (1885).
- [14] Bijaoui A., *Image et information : introduction au traitement numérique des images*, Masson, Paris (1984).
- [15] Johnson K.L., *Contact mechanics*, Cambridge University Press (1985).
- [16] Cesbron J., Yin H.P., "Contact analysis of road aggregate with friction using a direct numerical method", *Wear* 268, 686-692 (2010).
- [17] DEUFRAKO, Prediction and propagation of Rolling Noise, Final Report, March 2009.
- [18] 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).
- [19] Anfosso-Lédée F., Pichaud Y., "Temperature effect on tyre-road noise", *Applied Acoustics* 68, 1-16 (2007).