

Procédés et Génie Civil

27-29 mai 2015
IFSTTAR
Nantes, France

SIMULATION NUMERIQUE DIRECTE DU CONTACT ENTRE UNE ROUE ET UNE SURFACE RUGUEUSE

DIRECT NUMERICAL SIMULATION OF CONTACT BETWEEN WHEEL AND A ROUGH SURFACE

Zakia BAZARI^{1,2,3}, Philippe KLEIN^{2,3}, Joël LELONG^{2,3}, Alain LE BOT^{1,3}

¹LTDS-UMR 5513 CNRS- ECL Ecole Centrale de Lyon 36 Avenue Guy de
Collongue, 69134 Ecully cedex, France

²IFSTTAR – LAE - Cité des Mobilités 25 Avenue François Mitterrand, 69675
Bron Cedex, France

³CeLyA - Centre Lyonnais d'Acoustique, France

Résumé

Cet article traite du contact pneumatique/chaussée et du bruit de roulement. Le bruit est généré par un ensemble de mécanismes physiques complexes. À l'interface de contact, il se produit des impacts responsables des vibrations suivies du rayonnement acoustique de la surface du pneumatique. Ces impacts résultent d'une part de la texture de chaussée et d'autre part des pains de gomme entrant dans l'aire de contact. Des outils numériques sont développés pour étudier ce phénomène. Le but est de prédire les forces de contact et les vitesses vibratoires induites. Dans le cas présent, on se place dans le cas d'un pneumatique lisse roulant sur un revêtement rugueux.

Abstract

This article deals with tire/road contact and noise. The noise is generated by a set of complex physical mechanisms. At the contact interface, it produces impacts responsible for vibrations followed by the acoustic radiation of the tire surface. These impacts result in part by the texture of road and secondly by tread blocks entering the contact area. Numerical tools are developed to study this phenomenon. The goal is to predict the contact forces and the induced vibration speeds. This paper focuses on the case of a slick tire rolling on a rough road surface.

1. INTRODUCTION

Le bruit de contact pneumatique/chaussée est un bruit large bande qui intéresse principalement les fréquences comprises entre 0 Hz et 5000 Hz, avec un maximum en terme en niveau en dB(A) compris entre 700 Hz et 1500 Hz. Il est

généralisé par des mécanismes excitateurs parmi lesquels on distingue [1] : la mise en vibration de l'enveloppe du pneumatique par la rugosité de la route combinée aux pains de gomme du pneumatique, les phénomènes de pompage d'air [2] et des effets d'instabilité de type stick-slip. A ces mécanismes s'ajoutent des phénomènes d'amplification affectant de manière plus ou moins sélective la gamme fréquentielle. Citons, à titre d'exemple, les modes propres du pneumatique, le réseau de cavité des sculptures, les modes propres acoustiques et l'effet dièdre.

Des mécanismes d'origine mécanique sont responsables du rayonnement acoustique à basse et moyenne fréquence. L'impact des pavés du pneumatique combinée à la surface de chaussée génère des sons. Les vibrations radiales du pneumatique sont limitées à des fréquences généralement inférieures à 1,5 kHz. Les vibrations tangentielles stick/snap et stick/slip se situent principalement au-dessus de 1 KHz. Le principal mécanisme responsable des vibrations radiales qui sont induites dans la bande de roulement est le déplacement brusque d'éléments de la bande de roulement, par rapport à sa "position de repos" dans le pneu en roulement. Ce mécanisme "d'impact" se produit lorsque l'élément de la bande de roulement atteint "le bord d'attaque" de la surface de contact [3]. À basse fréquence, la cavité d'air à l'intérieur du pneumatique entre en résonance acoustique sous l'effet des vibrations de la ceinture.

Nous nous intéressons ici aux impacts générés par le contact entre le pneumatique et le revêtement. Dans la littérature, plusieurs expériences et simulations numériques ont été réalisées pour caractériser le bruit de roulement. Plusieurs études rendent compte de l'influence de la vitesse sur le bruit de roulement [1]. Dubois [4] a effectué des mesures de bruit pneumatique/chaussée pour différentes vitesses. Il a constaté une relation statistique entre le niveau de bruit et la vitesse de roulement sous la forme :

$$L_p(dB) = 20 \log_{10} \left(\frac{V}{V_{ref}} \right)^n + L_p(V_{ref}) \quad (1)$$

où L_p est le niveau de bruit, V la vitesse de roulement, V_{ref} la vitesse de référence. La valeur de l'exposant n vaut 1,7 dans ce cas.

En 2013, Dang [5] a observé grâce à une simulation numérique 2D du contact glissant pur acier/acier, une corrélation entre le niveau de vibration et la vitesse décrite dans la formule (1). La valeur de l'exposant est égale à 0,8. La différence entre les deux exposants peut être expliquée par le fait qu'il s'agit de deux phénomènes très différents, glissement pur acier/acier et roulement d'un pneumatique sur chaussée. Dans le premier cas, c'est la rugosité des deux profils en contact qui génère le bruit. Quant au deuxième phénomène plusieurs mécanismes peuvent être mis en jeu, rugosité de la route, géométrie du pneu ainsi que les mécanismes de pompage d'air. Sur la figure 1 est tracée la régression linéaire entre le niveau de bruit pour un pneumatique donné roulant sur un revêtement donné et le logarithme en base 10 de la vitesse sur une vitesse de référence, ici égale à 90 km/h (Dubois 2012). La figure 2 montre l'évolution du niveau vibratoire en fonction de la vitesse dans le cas d'un contact glissant acier/acier (Dang 2013).

Cet article présentera la description de deux modèles numériques pour étudier le problème de contact pneumatique/chaussée. Ces modèles permettent de prédire les forces de contact et les vitesses vibratoires induites. Ensuite, les résultats seront exposés et discutés.

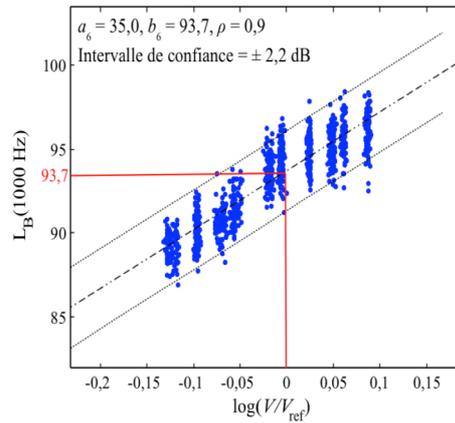


Fig. 1 Régression linéaire entre le niveau de bruit et le logarithme en base 10 de la vitesse sur une vitesse de référence (90 km/h) pour la surface BBSG (Béton Bitumineux Semi-Grenu) avec un pneu standard, résultats expérimentaux (mesure de bruit) -Dubois 2012.
Linear regression between the noise level and the base 10 logarithm of speed on a reference speed (90 km/h) for the road surfaces DAC (Dense Asphalt Concrete) with a standard tire, experimental results (noise measurement) -Dubois 2012.

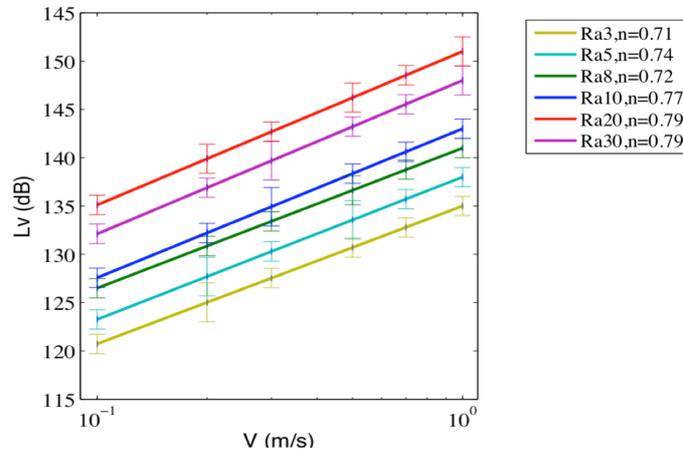


Fig. 2 Evolution du niveau vibratoire en fonction de la vitesse, simulation numérique 2D glissement pur acier-acier -Dang 2013
Evolution of the vibration level versus V , numerical simulation 2D steel-steel pure sliding -Dang 2013.

2. DESCRIPTION DE LA CHAUSSÉE

La texture d'un revêtement routier joue un rôle primordial dans la génération du bruit de roulement. Un système de mesure de texture 3D in situ permet d'obtenir des relevés en trois dimensions de 1,5 m de longueur. La mesure de quatre relevés consécutifs avec une zone de recouvrement de 10 cm permet de reconstruire des relevés d'une longueur approximative de 6 m sur différentes planches d'essai avec une résolution de 100 μm . À titre d'exemple, la figure 3 représente une vue de deux textures. La première est celle d'un revêtement de type BBDr (Béton Bitumineux

Drainant) à macrotexture forte. La deuxième est celle d'un revêtement de type BBSG (Béton Bitumineux Semi-Grenu) à macrotexture modérée. Les caractéristiques de la chaussée sont affichées dans le tableau ci-dessous, E le module de Young, ρ la masse volumique, L la longueur, B la largeur, H l'épaisseur.

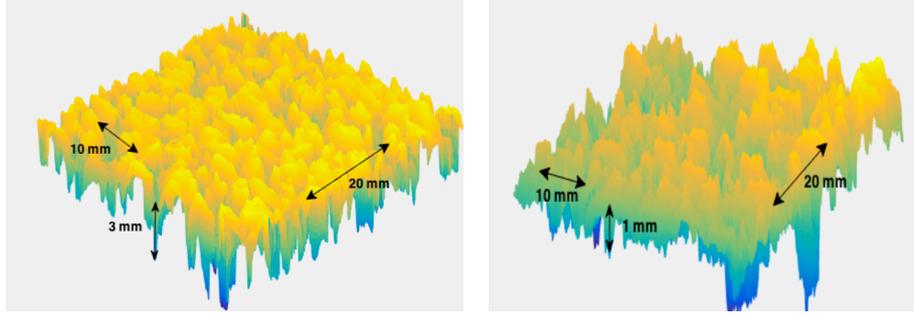


Fig. 3 Textures utilisées dans les simulations numériques. Vue anamorphosée des revêtements BBDr (gauche) et BBSG (droite).
Numerical simulations textures. View anamorphic of road surfaces PAC (Porous Asphalt Concrete) (left) and DAC (Dense Asphalt Concrete) (right).

E (N/m ²)	ρ (kg/m ³)	L (m)	B (m)	H (m)
$3,5 \cdot 10^{10}$	2300	2	0,32	0,15

Tab. 1 Données de la chaussée
Road parameters

3. MODÈLE DU PNEUMATIQUE

La ceinture du pneumatique et les flancs sont approchés par une plaque mince orthotrope précontrainte [6], (figure 4 et tableau 1). La plaque orthotrope a une tension résultant de la pression de gonflage du pneumatique. Elle repose sur fondation élastique. On considère la déformée transverse de la plaque notée $u(x,y,t)$ correspondant au mouvement radial du pneu.

Le pneu est soumis à un champ de force extérieure f incluant les forces de contact. Les paramètres de la gomme sont son module de Young ($E = 4$ MPa) et son coefficient de Poisson ($\nu = 0,5$). Le mouvement dynamique de la plaque est écrit selon l'hypothèse de Kirchhoff de plaques minces [7],

$$\left[-T \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) + B_x \frac{\partial^4}{\partial x^4} + 2\sqrt{B_x B_y} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} \frac{\partial^2}{\partial y^2} \right) + B_y \frac{\partial^4}{\partial y^4} + s + c \frac{\partial}{\partial t} + M \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right] u(x, y, t) = f(x, y, t) \quad (2)$$

où T est la tension de précontrainte produite par la pression de l'air, B_x et B_y sont respectivement les raideurs en flexion de la plaque dans les directions longitudinale et latérale, s la raideur de l'air interne sous pression (fondation de Winkler), c une force visqueuse, M la masse par unité de surface, l_x la longueur de la plaque (périmètre du pneumatique), l_y la largeur de la plaque, e et b sont respectivement l'épaisseur et la largeur de la bande de roulement.

T (N/m)	B _x (N.m)	B _y (N.m)	S (N/m ³)	M (Kg/m ²)	l _y (m)	l _x (m)	e (m)	b (m)
4,4 10 ⁴	4	4	5,73 10 ⁵	12,4	0,32	1,78	0,012	0,13

Tab. 2 Caractéristiques de la plaque orthotrope
Orthotropic plate characteristics

4. MODÈLES NUMÉRIQUES

Tout d'abord, on présente le modèle adopté pour cette étude. Il s'agit d'une roue en contact avec un revêtement rugueux (figure 4). Pour modéliser le contact pneumatique/chaussée, nous utilisons deux codes : le code Ra3D [8] et le code DySiRoN (Dynamic Simulation of Rolling Noise) [9].

Dans le code ra3D la roue se déplace, sans roulement dans la version implémentée ici, à une vitesse constante V . La route est fixe et appuyée à ses extrémités. Le pneumatique est suspendu à un ressort de raideur k . Les forces de dissipation sont prises en compte par l'amortissement visqueux c ($c = 2\zeta m\omega$). ζ est le taux d'amortissement, m est la masse du pneu et ω la pulsation la propre. Le ressort est précontraint de sorte que sa déformation soit celle induite par une charge de 250 kg correspondant à la masse d'un quart de véhicule. Des forces compressives de contact naissent de l'interaction entre les aspérités de la chaussée et les pains de la bande de roulement du pneumatique. Ces forces de contact provoquent la vibration de la carcasse du pneumatique. Le bruit rayonné n'est pas pris en compte dans ce code. Nous appliquerons les hypothèses ci-dessous :

- Deux plaques orthotropes en contact dont l'une est suspendue à un ressort amorti,
- Vibration en flexion seulement (pas de déformation dans le plan de la plaque),
- Chaussée indéformable,
- Contact régi par les conditions de Signorini (méthode de pénalité)
- Le contact est maintenu par la force de gravité ainsi qu'une précontrainte de 250 kg de la suspension.

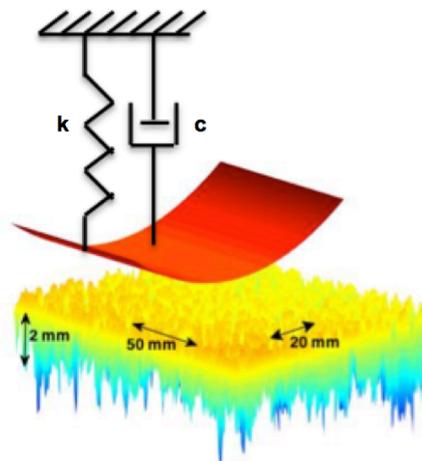


Fig. 4 Schéma de la configuration de calcul initial
Configuration sketch of the initial calculation

En utilisant la méthode de décomposition modale l'équation générale du mouvement de la plaque orthotrope est réduite à un système d'équations différentielles ordinaires de premier ordre que l'on peut réécrire sous la forme d'un problème de valeur initiale où la seule variable est le temps. Ensuite, pour résoudre ce problème, le schéma d'intégration temporelle basée sur les différences finies centrées est utilisé. Par ailleurs, le problème de contact est résolu par la méthode de pénalité [8]. Cette méthode consiste à autoriser une pénétration entre les deux surfaces en contact. Les forces de contact sont alors obtenues par le produit de la pénétration et du coefficient de pénalité. La valeur de ce dernier est fixée par l'élasticité de la gomme (rapport du module d'Young sur l'épaisseur du pneumatique).

L'approche numérique utilisée dans DySiRoN repose sur la méthode des fonctions de Green. Dans cette approche, la réponse est calculée par un produit de convolution entre la fonction de Green temporelle et les forces de contact. Le calcul est réalisé en deux phases : une phase de chargement progressif jusqu'à ce que les forces de contact équilibrent le chargement, l'altitude du moyeu est alors fixée ; une phase de roulement les composantes de texture de longueur d'onde supérieure à 50 cm sont supprimées pour compenser le calcul à moyeu fixe. Des ressorts découplés à raideur constante sont utilisés pour modéliser l'élasticité de la gomme. Une force de contact apparaît lorsque le ressort est comprimé par le contact avec la surface de la route. Nous utilisons les hypothèses suivantes:

- Modèle de roulage dynamique 3D,
- Modèle de plaque orthotrope sous tension,
- Chaussée indéformable,
- Vibration en flexion seulement (pas de déformation dans le plan de la plaque),
- Altitude fixée au moyeu.

Le code permet également le calcul du bruit rayonné par le pneumatique prenant en compte l'effet dièdre, à l'aide de la méthode des éléments finis de frontière.

5. RÉSULTATS

Nous considérons le système composé d'un pneumatique lisse et une route rugueuse. Les paramètres choisis pour la simulation numérique sont la vitesse $V=25$ m/s (soit 90 km/h), le pas spatial $\chi=100$ μm , le nombre de mode pris en compte est 1115, le pas de temps est $\tau=10^{-6}$ s. La durée de la simulation est 0,074 s, la raideur de suspension vaut 10000 N/m, la visquance est 3100 N/ms⁻¹. Le coefficient de pénalité, rapport du module d'Young sur l'épaisseur, est de $3,33 \cdot 10^8$.

Dans les figures 5 et 6 sont illustrées l'évolution de la force totale de contact en fonction du temps. On constate que la force totale obtenue correspond à la somme de la charge totale appliquée de 2451 N (1/4 masse du véhicule) et le poids du pneumatique de 69 N. De plus, on observe que la force est identique pour le revêtement BBDr qui a une forte macrotecture et le revêtement BBSG à macrotecture modérée.

L'exemple ci-dessous (figure 7, à gauche) représente l'évolution du niveau en tiers d'octave de la force totale en fonction de la fréquence. Grâce à ce résultat, nous constatons que le niveau de la force totale de contact croît avec la fréquence jusqu'à 800 Hz suivie d'une diminution du niveau dans la bande de fréquences 800 - 2000 Hz. Par ailleurs, on peut observer que le niveau de la force augmente avec la vitesse

de roulement. Cette augmentation est conforme avec l'observation expérimentale que le bruit de roulement augmente avec la vitesse du véhicule.

À droite de la figure 7, est tracée la régression linéaire entre le niveau de bruit et le logarithme en base 10 de la vitesse sur la vitesse de référence de 90 km/h pour les revêtements BBSG et BBDr. On observe la croissance de bruit par rapport à la vitesse avec la valeur de l'exposant n obtenue à partir de la courbe de régression.

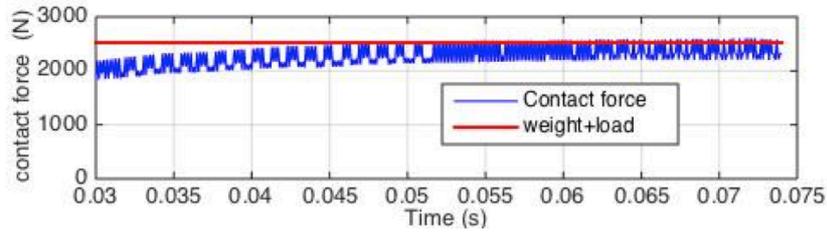


Fig. 5 Evolution de la force totale de contact en fonction du temps - simulation ra3D, texture BBDr
Evolution of total contact force versus time - ra3D simulation, texture PAC

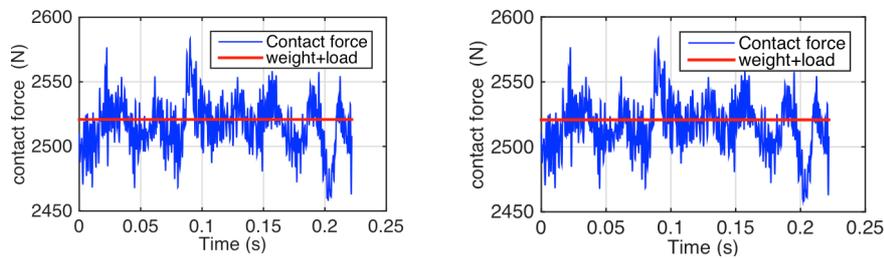


Fig. 6 Evolution de la force totale de contact en fonction du temps - simulation ra3D, texture E2 (gauche) et A (droite)
Evolution of total contact force versus time - ra3D simulation, texture DAC (left) and PAC (right)

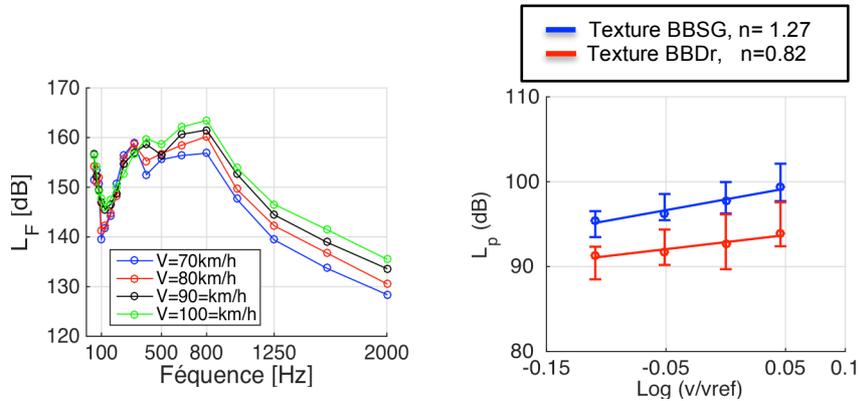


Fig. 7 Niveau en tiers d'octave de la force résultante (gauche) - Régression linéaire entre le niveau de bruit et le logarithme en base 10 de la vitesse sur la vitesse de référence (droite) – simulation DySiRoN
Third octave level of the resultant force (left). Linear regression between the noise level and the base 10 logarithm of speed on a reference speed (Right) – DySiRoN simulation

6. CONCLUSION

Ce travail porte sur la modélisation du contact pneumatique/chaussée. Nous avons utilisé deux modèles différents basés d'une part sur la décomposition modale de la réponse dynamique du pneu en contact avec la chaussée. Et d'autre part, sur la méthode des fonctions de Green. Grâce à ces modèles, on peut prédire les forces de contact et les vitesses vibratoires. La force résultante obtenue augmente avec la vitesse de roulement. On peut par ailleurs observer que le contenu spectral dépend peu de la vitesse de roulement. Le bruit croît avec la vitesse, les valeurs des exposants obtenues avec les modèles seront comparées à celles obtenues expérimentalement sur plusieurs revêtements.

7. REMERCIEMENTS

Ce travail a été financé par le Labex CeLyA de l'Université de Lyon dans le cadre de l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-10-LabX-0060 / ANR-11-IDEX-0007).

8. RÉFÉRENCES

- [1] Sandberg U., Ejsmont J-A., « Tyre/road noise reference book », INFORMEX, Harg, SE-59040 Kisa, Sweden, pp 97-101-115, 2002.
- [2] 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, 2, 9, 21, 2008.
- [3] Larsson K., « Modelling of tangential contact forces » Tech Lic thesis, Chalmers Univ of technology, Gothenburg, Sweden, report F 99-08, 1999.
- [4] Dubois G., « Modèle de contact dynamique pneumatique/chaussée par approche multi-aspérités : application au bruit de roulement », Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes - Université de Nantes, 2012.
- [5] Dang H., Le Bot A., Perret-Liaudet J., Scheibert J. « Direct numerical simulation of dynamics of sliding rough surfaces. *Computational Mechanics* ». Volume 52, Issue 5, pp 1169-1183, 2013.
- [6] Kropp W., « Structure-borne sound on a smooth tyre ». *Applied Acoustics* 26, 181–192, 1989.
- [7] Hamet J-F., « Tire/road: time domain Green's function for the orthotropic plate model », *Acta Acustica united with Acustica* 87, 470-474, 2001.
- [8] Dang H., « Dynamique des interfaces multicontact », thèse de doctorat, Ecole centrale de Lyon, 2013.
- [9] Klein P., « Influence of the road texture anisotropy on the noise radiated by a slick tyre ». *Société Française d'Acoustique Acoustics 2012*, Apr 2012, pp.4123-4128, 2012.