

Exploitation de données topométriques pour la reconstruction du bruit de roulement intérieur d'un véhicule

Topometry data for road noise reconstruction

C. Thevenard¹, B. Alleq¹ et C. Piou²

1 Synthèse Acoustique et Vibrations. Renault SAS – F - 27940 Aubevoye, e-mail : christophe.thevenard@renault.com

2 Techniques TOPO, 10, Rue Mercoeur – F – 75010 Paris, e-mail : c.piou@techniques-topo.com

Mots clés : Bruit de roulement, Relevé topologique laser, méthode inverse, FRF, acoustique

Keywords : Road noise, laser scanning, inverse method, FRF, acoustics

Résumé

« Rares sont aujourd'hui les savants à pouvoir se déclarer sans restriction mathématiciens, physiciens ou biologistes. Chacun sera tout au plus topologiste, acousticien ou spécialiste des coléoptères.[...] Ce sont les zones frontières de la science qui offrent les plus riches opportunités [...] ». Cette affirmation de Norbert Wiener en 1965 dans son ouvrage "Cybernetics" [1] n'a jamais été aussi vraie qu'aujourd'hui. Ces zones frontières sont devenues de vastes domaines de données rendus compatibles par la technologie: la résolution spatiale des données acquises en topométrie laser (génie civil) est de l'ordre du millimètre, ordre de grandeur compatible avec la mécanique vibratoire en basses fréquences. L'acousticien automobile, en prise avec le « bruit (intérieur) de roulement » généré par le grain de la route au contact pneu-chaussée, y voit là une opportunité d'estimer directement la source d'excitation. Dans cet article, on présente la problématique du bruit de roulement, une méthode inverse d'estimation de la source d'excitation puis son remplacement par une mesure topométrique par technologie laser à balayage.

1 Introduction

Le bruit de roulement entendu à l'intérieur d'un véhicule est un bruit large bande trouvant sa source au contact pneu-chaussée par les multiples sollicitations du grain de route sur le pneumatique. Son niveau augmente avec la vitesse véhicule jusqu'à atteindre potentiellement un rendu peu flatteur de l'isolation acoustique autour de 60 km/h (Au-delà, les bruits propres au moteur prédominent pour être remplacés ensuite par les bruits aérodynamiques à partir de 100 km/h). Le bruit de roulement est divisé en deux bandes: une part solidienne (purement structurelle du pneu à l'habitacle) jusqu'à 400 Hz et une part aérienne (du rayonnement acoustique du contact vers les panneaux du soubassement du véhicule) de 400Hz à 1000Hz. L'objet de l'étude concerne la part solidienne, domaine relativement bien maîtrisé par les modèles éléments finis structuraux.

Dans l'incapacité de "mesurer" l'excitation du système (système mobile: la roue tourne), on est souvent tenté d'estimer un effort sur la partie fixe du porte-moyeu (ou "porte-fusée") par une méthode indirecte combinant la vibration réelle (en roulant à 60 km/h) de ce dernier combinée à une mesure "statique" de l'impédance mécanique du point (mesure au marteau d'impact). Par voie inverse, on trouve une estimation de l'effort excitateur en ce point (eq.1)[2]. La fonction de transfert employée ensuite pour estimer le bruit de roulement (eq.2) est celle liant l'effort au porte-moyeu (F_{pm}) vers le bruit intérieur, dénommée "Transfert bruit", mesurée elle aussi au marteau d'impact.

$$F_{pm}^{Dyn}(\omega) = \gamma_{pm}^{Dyn}(\omega) \times \left(\frac{\gamma_{pm}(\omega)}{F_{pm}(\omega)} \right)_{mart}^{-1} \quad \text{Puis :} \quad Bt_{int}^{Dyn}(\omega) = F_{pm}^{Dyn}(\omega) \times \left(\frac{Bt_{int}(\omega)}{F_{pm}(\omega)} \right)_{mart} \quad (\text{eq. 1})(\text{eq. 2})$$

En procédant de la sorte aux quatre porte-moyeu, il est possible de recomposer le bruit intérieur par somme quadratique de par la nature « large bande » et decorréllée des 4 excitations.

Cette méthode souffre néanmoins d'un problème majeur: l'estimation de l'effort au porte moyeu est fautive puisque le calcul est effectué en un point très rigide de la structure (la liaison porte moyeu-train), invalidant la condition de la méthode où le point d'estimation doit être "découplant" (plot caoutchouc idéalement). Il en résulte une estimation d'un effort (dit « bloqué ») proche de celui d'une pièce encastree [3].

L'autre aspect insatisfaisant de la méthode réside dans la définition même de ce point d'évaluation de l'effort introduit: il n'est pas représentatif de la source initiale du problème (contact pneu-chaussée) et limite l'étude et la mise sous contrôle au chemin restreint du porte moyeu vers l'habitacle. La grandeur d'entrée du système considéré est alors résultante du sous-système < route + pneumatique + jante>, soit une très grande variabilité d'excitation en fonction de ces deux derniers éléments.

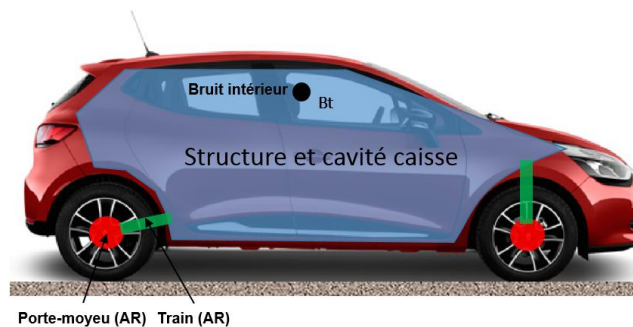


Fig. 1. Structure globale

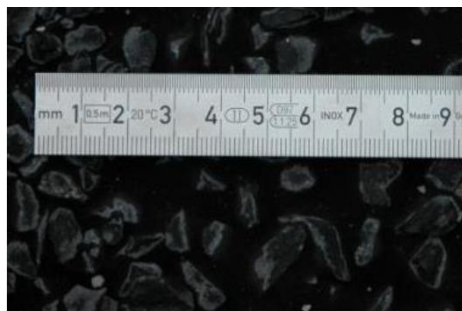


Fig. 2 Grain de route standardisé « Bruit de roulement »

Afin de contourner ce problème, on propose d'étudier l'ensemble du système dynamique (avec roue tournante à 60 km/h) à la manière d'une excitation du type "impact" similaire aux mesures statiques au marteau. Par combinaison avec un bruit réel mesuré, on se fixe comme objectif d'estimer par méthode inverse l'excitation au pneu ou « Spectre de route » S_r , exprimé en déplacement.

2 Estimation du spectre de route par méthode inverse

2.1 Base théorique

La nature de l'excitation par la route diffère de celle du groupe motopropulseur à deux titres : elle n'est pas harmonique (comparée aux harmoniques de rotations/explosions d'un moteur) et, appliquée en plusieurs points (les 4 roues), elle montre un faible taux d'intercorrélation entre les points d'entrées (Motifs des grains de route défilants sous les pneus). La seule corrélation (faiblement observable) théorique existante étant celle liant la roue avant et la roue arrière d'un même côté du véhicule, en condition de conduite parfaitement rectiligne (retard pur de durée $t=L/v$ avec L l'empattement véhicule et v vitesse véhicule en m/s).

Ces deux propriétés entraînent, par définition [4], une sommation quadratique des 4 contributions des roues (R_i) afin d'obtenir le bruit total :

$$Bt_{int}^{Dyn}(\omega) = \sqrt{\sum_{i=1}^4 |Bt_{Ri}^{Dyn}(\omega)|^2} \quad (\text{eq. 3})$$

Le contact pneu-chaussée a ceci de particulier qu'il est la rencontre d'une impédance mécanique forte (la route) et d'une impédance très faible (le pneumatique). Par conséquent, il est assez trivial d'imaginer que la dynamique de ce contact est à déplacement imposé (par le défilement des grains de la route). Cette hypothèse est satisfaisante pour la suite de l'étude puisque ce déplacement sera alors considéré comme invariant avec le type de pneumatique (ce qui serait faux en considérant l'effort).

Il vient immédiatement que la contribution d'une roue seule se traduit par le produit de ce déplacement par la fonction de transfert liant le bruit intérieur à l'excitation en déplacement du pneu.

$$Bt_{int,Ri}^{Dyn}(\omega) = S_{Route}^{Dyn}(\omega) \times \left(\frac{Bt_{int}(\omega)}{S_{Ri}(\omega)} \right) \quad (\text{eq. 4})$$

En tenant compte de la relation quadratique (eq.3) pour le calcul du bruit total et de la propriété aléatoire du signal d'excitation (Granulométrie route invariante en module spectral mais décorrélée aux quatre roues), il vient (Spectre route mis en facteur) :

$$Bt_{int}^{Dyn}(\omega) = S_r(\omega) \sqrt{\sum_{i=1}^4 \left| \frac{Bt_{int}(\omega)}{S_{Ri}(\omega)} \right|^2} \quad (\text{eq. 5})$$

D'où l'on tire une estimation du spectre route (en m) à partir du bruit réel mesuré dans le véhicule en condition « vraie » de roulage (60 km/h) et des mesures de transfert Bruit/déplacement au pneu pour chaque roue :

$$S_r(\omega) = \frac{Bt_{int}^{Dyn}(\omega)}{\sqrt{\sum_{i=1}^4 \left| \frac{Bt_{int}(\omega)}{S_{Ri}(\omega)} \right|^2}} \quad (\text{eq. 6})$$

2.2 Mise en oeuvre

La méthode de mesure des transferts bruit (par roue) à déplacements imposés est basée sur une excitation de type impact [5]. Pour bien prendre en compte les effets non-négligeables de rotation des roues, il a été choisi d'utiliser un banc à rouleau à cylindres lisses (diam 2,5m env.) sur lesquels viennent se fixer des barrettes d'excitation. De manière à être compatible avec notre bande d'étude en fréquence (400 Hz) et avec les déplacements moyens d'une route normalisée pour l'étude du roulement, la barrette sera définie selon une section de 10mm (largeur) par 3 mm (hauteur). A 60 km/h, la largeur de 10mm entraîne théoriquement une chute du spectre d'excitation vers 800 Hz (premier creux du sinus cardinal, Transformée de Fourier d'un créneau), très au-delà de la limite à 400 Hz.

Le signal temporel du déplacement imposé sera créé à partir d'un capteur optique en bord du rouleau, relevant avec une grande précision le passage de la barrette puis calibré en amplitude fixe à 3mm. Les mesures seront effectuées indépendamment, roue par roue.

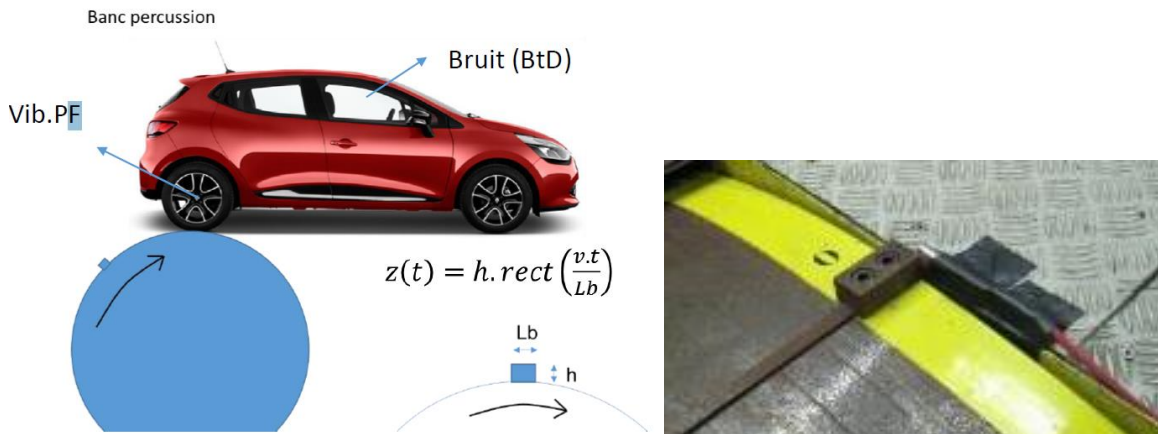


Fig. 3. Principe de l'excitation au banc percussion Fig. 4. Vue de la barrette et du capteur optique

Dans la pratique, l'excitation du barreau n'est pas purement verticale: Il existe aussi une composante longitudinale (dans le sens de déplacement du véhicule). Une extraction des FRFs séparées dues aux composantes X (longitudinale) et Z (verticale) de l'excitation est obtenue par la combinaison de deux mesures à iso vitesse mais en sens inverse. Ainsi, on pose :

$$FRF_Z(\omega) = \frac{1}{2}(FRF_{R+}(\omega) + FRF_{R-}(\omega))$$

$$FRF_X(\omega) = \frac{1}{2}(FRF_{R+}(\omega) - FRF_{R-}(\omega))$$

(eq.7)(eq.8)

Lors de l'étude on trouvera que l'excitation Z est prédominante pour la reconstitution du bruit de roulement.

2.3 Résultats

Les mesures des fonctions de transferts (excitation Z) obtenues à différentes vitesses (30, 45 et 60 km/h) montrent un résultat tout à fait intéressant : en les pondérant (division) par la vitesse (véhicule) au carré, on obtient une « normalisation » des courbes :

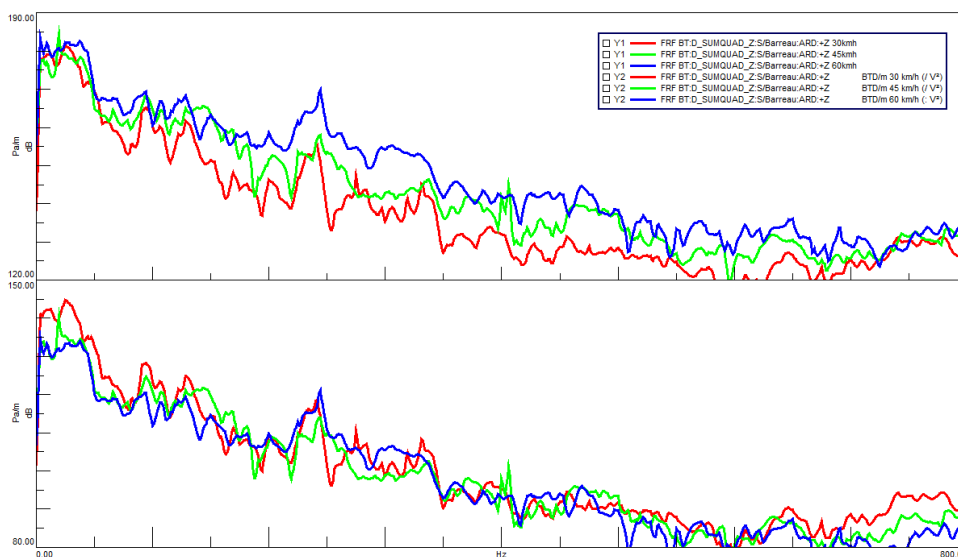


Fig. 5. En haut : FRFs (Pa/m) mesurées au banc percussion « brutes » pour 3 vitesses (30,45 et 60 km/h).
En bas : FRFs pondérées (division) par v². (Dynamique X : 0-800 Hz)

L'estimation du spectre route S_r par la méthode inverse décrite par (eq.6) fait apparaître un niveau stable en moyenne *indépendamment de la vitesse* aux artefacts d'inversion des transferts près. On choisit de réduire ce spectre par une droite de régression.

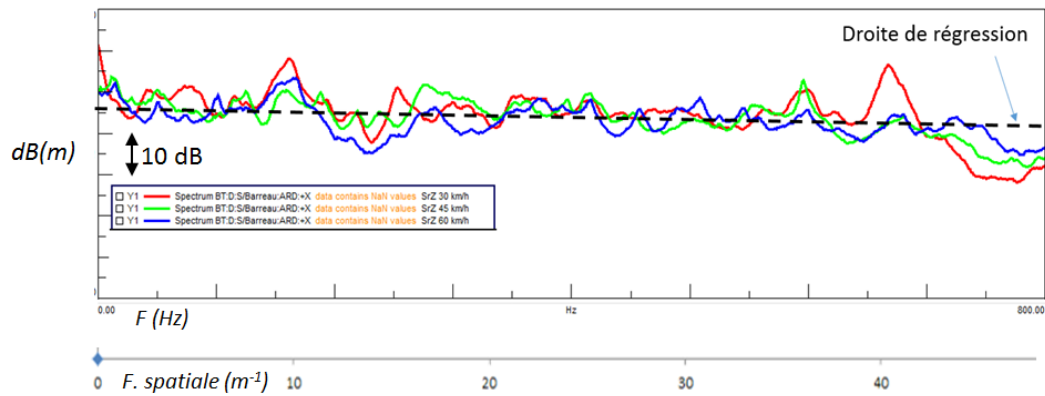


Fig. 6. Spectres de route (en m) S_r estimés pour 3 vitesses (30, 45 et 60 km/h).

Ce fait est capital pour la modélisation de l'excitation du bruit de roulement : il illustre le rôle de convertisseur « spatio-temporel » de la roue en rotation en transformant un motif spatial en signal temporel qui n'est autre que le motif de route lu à différentes vitesses. L'augmentation de niveau de la FRF est notamment cohérent avec le principe d'une compression temporelle de la quantité d'information (et un décalage vers les hautes fréquences) d'une part et avec le changement de raideur du pneumatique avec la vitesse (effet centrifuge et réduction du contact avec la chaussée) d'autre part.

Le spectre de route obtenu par cette méthode est donc beaucoup plus celui d'un motif *spatial* (puisque qu'invariant avec la vitesse) que celui d'un motif temporel. L'excitation par la route peut donc être résumée par des propriétés spatiales. La variation du niveau de bruit avec la vitesse peut ainsi être intégralement incluse (coefficient v^2) dans la fonction de transfert structurelle liant le déplacement imposé au pneu au bruit intérieur.

Il est intéressant de rappeler qu'à 60 km/h, tout détail de route inférieur au centimètre n'a d'influence qu'à partir de 1600 Hz. Par conséquent, ce n'est pas tant le profil généré par les grains de route (cf. Fig.2) mais plutôt des sous-composantes de ce profil (Le pneu ne « suit pas » la totalité du motif des grains : il passe par les sommets, donc l'enveloppe). Dans le même ordre d'idée, on peut donc rejeter, dans le cadre de l'étude limitée à 400 Hz les motifs des sculptures de pneumatiques dont un premier motif fondamental peut être estimé autour de 2 à 3 cm.

3 Données topométriques pour l'estimation du spectre de route

Dans le cadre d'une grande campagne de numérisation des pistes d'essai du Centre Technique d'Aubevoye basé dans l'Eure (27), la société de géomètres experts *Techniques TOPO* (Paris) est intervenue afin d'effectuer des relevés topométriques à l'aide d'un système laser à balayage embarqué sur véhicule. Le relevé est d'une grande précision (de l'ordre du centimètre) pour ce genre de relevés destinés au génie civil.

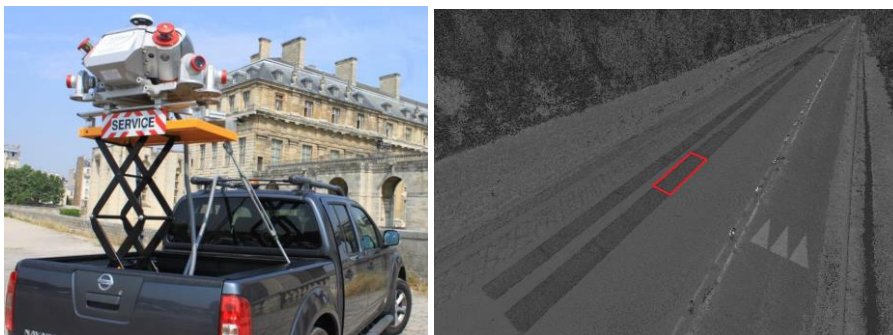


Fig. 7. Système de scanner laser Techniques TOPO et exemple de piste scannée

Une exploitation de ces mesures sur une bande de 4,5m montre une résolution bien inférieure au centimètre, donc largement compatible avec l'étude du bruit de roulement.

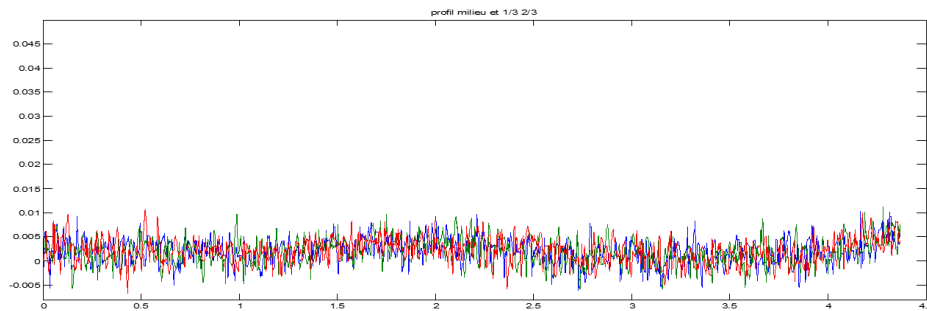


Fig. 8. 3 Coupes dans la nappe de relevés (cf. Fig. 7) (0.90 x 4.5m) de la piste de roulement
Après extraction de plusieurs lignes de la piste de roulement et transformation de Fourier, on trouve un spectre relativement monotone à l'exception d'une raie harmonique autour de 480 Hz qui n'est rien d'autre qu'un artefact lié au maillage « en losange » dû au croisement des deux faisceaux laser.

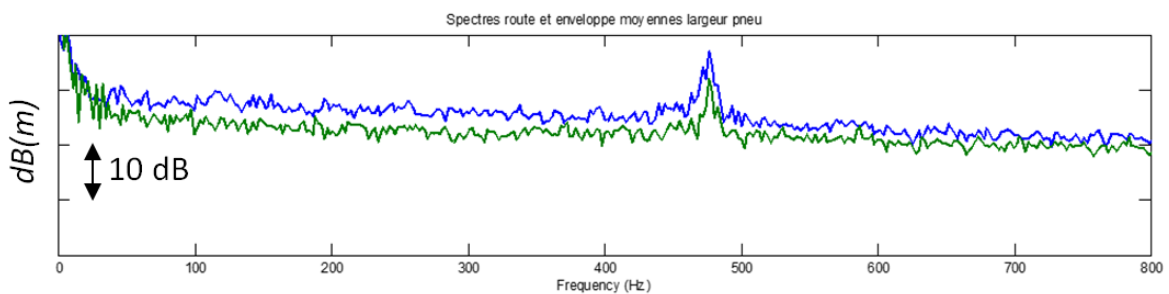


Fig. 9. Spectre brut (bleu) de route convertie pour 60km/h et Spectre de l'enveloppe (vert)

La comparaison de ce spectre pondéré par la surface de contact avec celui obtenu par méthode inverse montre très peu d'écart :

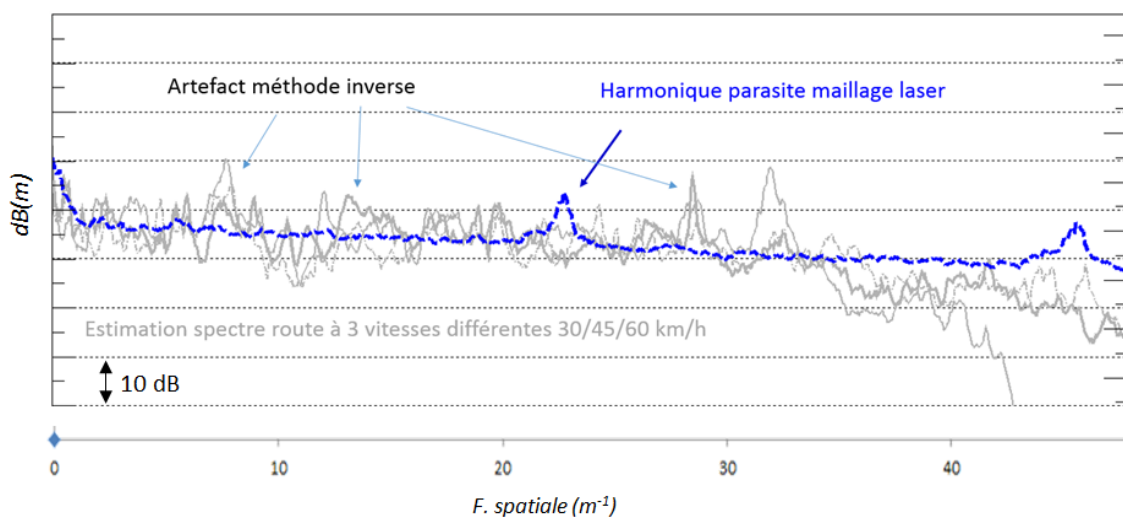


Fig. 10. Spectres de route obtenus par méthode inverse pour 3 vitesses (gris) et Spectre de route obtenus par balayage laser (bleu).

En limitant le spectre obtenu à 400 Hz et en l'appliquant aux transferts mesurés au banc percussion, on obtient un bruit calculé très proche du bruit mesuré directement (présenté ci-dessous en dBA, norme de présentation du bruit de roulement) :

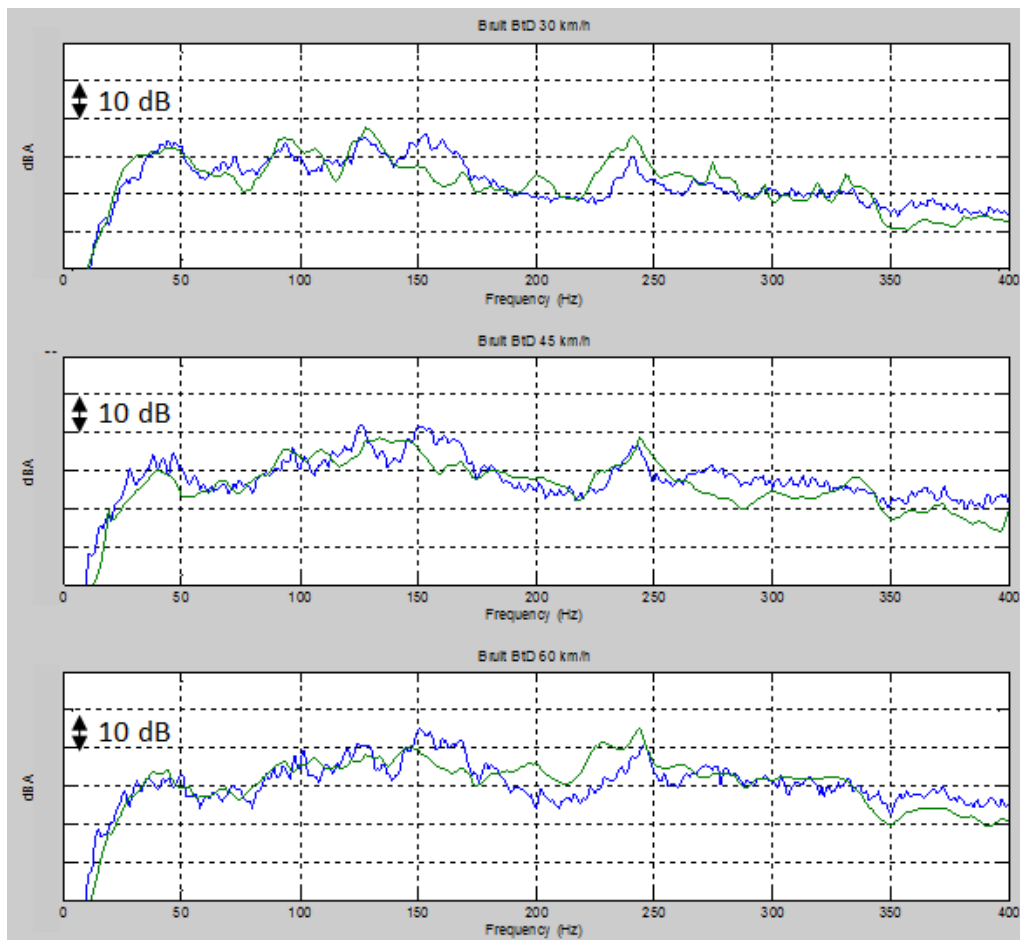


Fig. 11. Spectres de bruit de roulement mesurés (Bleu) et recalculés à partir du spectre de route laser (vert) pour 3 vitesses : 30, 45 et 60 km/h.

4 Conclusions

Estimer la fonction de transfert liant directement le pneumatique au bruit intérieur est un point capital pour la mise sous contrôle et le développement de l'ensemble de la structure <roue+train+caisse>. La grande diversité de pneumatiques disponibles aujourd'hui pour des raisons de design ne permet plus de considérer un effort « générique » presque invariant au porte-moyeu. La fonction de transfert obtenue inclut donc les caractéristiques du pneumatique et de la jante, permettant ainsi des ajustements lors des simulations numériques avec prise en compte de ces dernières.

La caractérisation du *Spectre de route* ouvre la voie à la comparaison de pistes diverses sous l'angle du bruit de roulement et permet d'envisager la simulation numérique du bruit intérieur à partir des modèles éléments finis. Sur le principe, une idée similaire a été présentée au congrès SAE 2016 par Fiat pour la modélisation fine des pneumatiques [6].

L'emploi des données de mesures topométriques laser permet une réelle avancée de qualité. Son avantage principal par rapport à la méthode inverse est l'accès direct au motif de route, (soit la totalité de l'information), permettant d'envisager l'étude de phénomènes transitoires (raccords de route par exemple). Enfin, le relevé topométrique laser ne souffre pas des éventuelles dérives ou dispersions liées au comportement du véhicule (modification des transferts liés à la température) servant à l'acquisition de la piste par la méthode inverse.

Les auteurs tiennent à remercier F.Peymirat de la direction de l'ingénierie des systèmes, secteur ADAS, Renault SAS pour la rencontre des domaines acoustique et topométrique ainsi que R.Ferreira, Secteur des essais, Renault SAS pour les mesures sur pistes et banc.

Références

- [1] N.Wiener, « Cybernetics or control and communication in the animal and the machine » . *MIT Press, 1965.*
- [2] Bruel & Kjaer, « Characterisation and evaluation of interior rolling noise ». *2005*
- [3] B. Moorhouse, « In Situ measurement of blocked force of structure-born source ». *Journal of Sound and Vibration. 325. Pp 679-685. 2009.*
- [4] JS.Bendat & AG.Piersol. « Random data Analysis and measurment procedures ». *Wiley. 2010.*
- [5] B. Alleq, « Etude paramétrique pour le bruit de roulement ». *Rapport de Stage 2016. IUT Université Aix-Marseille.*
- [6] G.Bartolozzi, M.Danti, A.Camia, D.Vige "Enhancement of Full-Vehicle Road Noise Simulation Including Detailed Road Surface and Innovative Tire Modeling". *Congrès SAE. Session 01. Paper 1827. 2016*