

Caractérisation vibro-acoustique d'une voie ferrée

Florence Margiocchi, Pierre-Etienne Gautier
SNCF
Direction de l'innovation et de la recherche
45, rue de Londres
75379 Paris CEDEX 08
E-mail : florence.margiocchi@sncf.fr
et pierre-etienne.gautier@sncf.fr

Fabien Letournaux
SNCF
Agence d'essai ferroviaire
21, avenue du président Allende
94407 Vitry sur Seine CEDEX
E-mail : fabien.letournaux@sncf.fr

Le bruit émis dans l'environnement par un véhicule ferroviaire circulant sur une voie ferrée est la combinaison de 3 sources principales : le bruit de roulement, le bruit aérodynamique, et le bruit des moteurs et des auxiliaires ; le poids relatif de chacune de ces sources variant essentiellement en fonction de la vitesse de circulation. Pour les vitesses inférieures à 300 Km/h, il a été montré que le bruit de roulement constitue la source prédominante du bruit ferroviaire. La part de la voie dans le niveau global de bruit émis est fonction de différents paramètres comme l'armement de la voie, la vitesse du train ou le chargement statique du matériel roulant. Elle est dans tous les cas non négligeable, et peut même devenir prépondérante pour certaines configurations de circulation.

La mise en équation et l'interprétation des phénomènes physiques qui gouvernent le comportement vibratoire de la voie sont présentées ici.

On verra qu'il est envisageable de limiter la puissance acoustique rayonnée par la voie soit en spécifiant des valeurs limites pour les paramètres qui la pilotent (puissance acoustique linéique du rail et taux de décroissance de l'onde se propageant dans le rail), soit en imposant un armement particulier, soit en limitant le phénomène exciteur et/ou de propagation. Les différents paramètres caractérisant le comportement dynamique de la voie présentent une variabilité statistique. Ce type d'approche est indispensable pour appréhender la variabilité des phénomènes en conditions réelles.

Bruit de roulement et contribution de la voie

Le bruit émis dans l'environnement par un véhicule ferroviaire circulant sur une voie ferrée est la combinaison de 3 sources principales :

- le bruit de roulement, le bruit « de traction » qui comprend le bruit des organes de traction proprement dits, mais aussi le bruit des auxiliaires (ventilateurs...), et le bruit aérodynamique, pour les plus hautes vitesses (au-dessus de 300 Km/h).

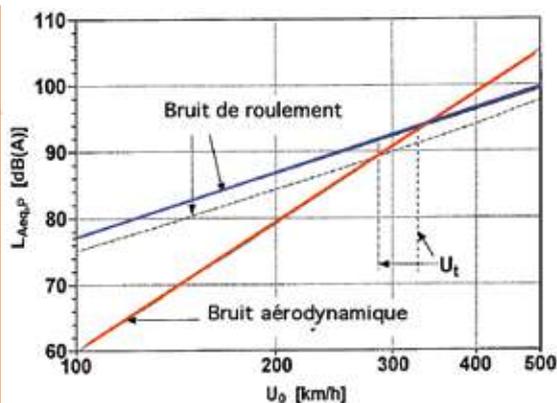


Fig. 1 : Niveau de bruit émis en fonction de la vitesse du train

Le poids relatif de chacune de ces sources varie essentiellement en fonction de la vitesse de circulation, comme le montre la figure 1.

Pour les vitesses inférieures à 300 Km/h, le bruit de roulement constitue la source prédominante.

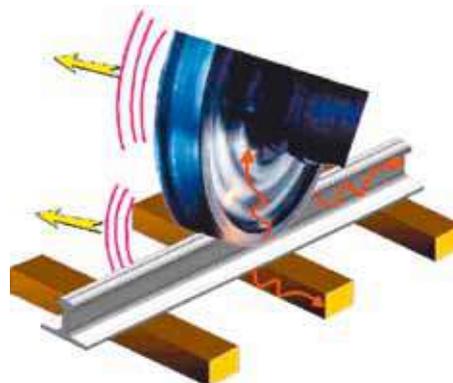


Fig. 2 : Génération et émission du bruit de roulement

Comme le montre la figure 2, le bruit de roulement est généré par les vibrations puis par les rayonnements acoustiques du matériel roulant et de la voie provoqués par une excitation au

niveau du contact roue/rail [1], [2]. Le phénomène exciteur est le déplacement imposé à la roue et au rail par les défauts de surface de quelques microns d'amplitude présents sur les bandes de roulement (roues et rail). On l'appelle la rugosité. La puissance acoustique rayonnée dans l'environnement est donc la somme des contributions issues de chaque composant émissif : les roues du véhicule et la voie (le rail et les traverses).

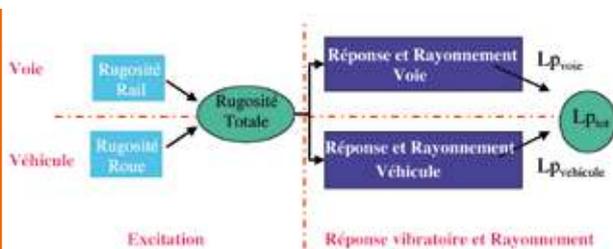


Fig. 3 : Schéma de principe de la modélisation du bruit de roulement

Plus précisément, le diagramme de la Figure 3 montre que les mécanismes à l'origine du bruit de roulement peuvent susciter deux approches complémentaires [3] :

- une distinction entre phénomène exciteur et réponse vibro-acoustique du système ferroviaire (véhicule + infrastructure), selon un schéma classique en mécanique,
- une distinction entre phénomènes dont l'origine est associée soit au matériel roulant soit à l'infrastructure.

Ces deux approches se combinent pour composer 4 blocs élémentaires, fournissant ainsi une image très précise du processus de génération du bruit de roulement :

- l'excitation globale, dont l'origine est la rugosité combinée des surfaces de roulement en contact, se scinde donc en une rugosité provenant du rail et une rugosité provenant des roues ;
- la réponse totale du système, pouvant s'écrire comme la somme de la réponse de la voie et la réponse de la roue à l'excitation globale.

La voie intervient dans le processus de génération du bruit de roulement (par l'intermédiaire de la rugosité du rail) et dans sa réponse vibratoire et acoustique à l'excitation globale.

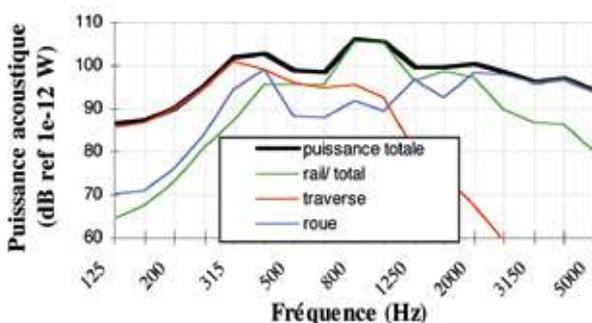


Fig. 4 : Calcul TWINS de la puissance acoustique

La prise en compte du problème d'interaction véhicule/infrastructure permet une investigation complète de l'ensemble des phénomènes. Il n'est accessible qu'avec l'aide de la simulation : le modèle TWINS (Track Wheel Interaction Noise Software) [2], par exemple, qui permet d'étudier l'influence de chacun des composants sur l'ensemble du système en terme d'émission de bruit. Ce modèle a été validé sur une trentaine de configurations différentes : matériel et voie, incluant la vitesse [5].

Le résultat du calcul prédictif TWINS est caractéristique des domaines de fréquences f dans lesquels agit principalement chacun des composants de la voie et du matériel, comme par exemple :

- le bruit rayonné par la traverse domine en basse fréquence ;
 - le rayonnement de la roue devient dominant en haute fréquence, à partir de 2 000 Hz et plus. En fait, le spectre vibratoire et acoustique calculé présente de fortes émergences à proximité de tous les modes de roue radiaux et axiaux à un cercle nodal. Ces émergences représentent l'essentiel de l'énergie sonore rayonnée par la roue ;
 - Et, le rail est la source dominante de bruit dans les moyennes fréquences. La limite haute de cette bande correspond à l'apparition du premier mode radial de roue. Ensuite, cette contribution reste importante dans les fréquences plus élevées, même si elle est moindre que celle de la roue.
- La contribution sonore de la voie dans le niveau global du bruit émis en dB (A) va être fonction de différents paramètres comme son type d'armement c' est-à-dire le type de rail, le type de traverse, et les raidements et amortissements induits par les attaches et le ballast. Elle est également fonction de la vitesse du train et du chargement statique du matériel roulant. Ces deux derniers paramètres vont notamment venir modifier et influencer la rugosité et donc avoir un impact sur l'excitation. La contribution de la voie est généralement non négligeable et peut même devenir prépondérante pour certaines configurations de circulation (basses vitesses). D'où l'importance de s'intéresser plus particulièrement à la voie dans une optique, d'une part, de réduction du bruit émis dans l'environnement et, d'autre part, d'homologation acoustique des véhicules ferroviaires. En effet, la définition de réglementations européennes limitant le bruit à l'émission des véhicules ferroviaires a conduit à spécifier les caractéristiques vibro-acoustiques d'une voie de référence pour l'essai d'homologation acoustique vis-à-vis de ces limites [4], dans le cadre des Spécifications Techniques d'Interopérabilité (STI).

La mise en équation et l'interprétation des phénomènes physiques qui gouvernent le comportement vibratoire de la voie puis son rayonnement acoustique dans l'environnement sont présentées ci-dessous ainsi que l'évolution, dans un contexte de normalisation européenne, des méthodes expérimentales de caractérisation vibro-acoustique de la voie.

Relation entre comportement vibratoire et rayonnement acoustique de la voie

Les modèles associés pour expliquer le comportement vibratoire de la voie

La voie va être considérée comme une structure de longueur infinie, dans laquelle se propagent des ondes vibratoires de part et d'autre d'un point d'excitation.

Pour modéliser le comportement vibratoire de cette voie, le lien entre la réponse vibratoire du rail, issue d'une excitation au point de contact roue/rail, et son rayonnement acoustique peut être exprimé de manière simple et analytique dans le domaine fréquentiel à partir de la modélisation mise en œuvre dans TWINS (Fig. 5) [6], [7].

Prenons, par exemple, dans TWINS, RODEL qui modélise la voie sur la base de quelques hypothèses simplificatrices :

- le rail est considéré comme une structure de type poutre à section indéformable le long de laquelle se propagent des ondes vibratoires ;
- les traverses et le ballast constituent un appui linéique ;
- le système d'attaches et le ballast sont considérés comme des raideurs 2D amorties.

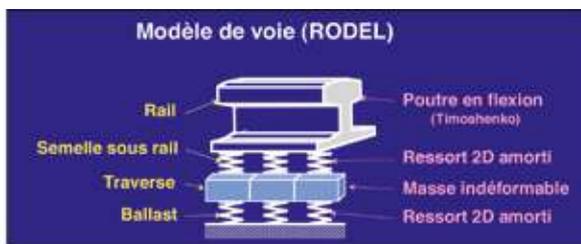


Fig. 5 : Modèle de voie simplifié issu de TWINS

Avec les deux premières hypothèses, 4 types d'ondes vont se propager dans le rail :

- une onde verticale propagative,
- une onde verticale évanescence,
- une onde latérale propagative,
- une onde latérale évanescence.

Si on repart des équations de base régissant le bruit de roulement (Cf. Manuel Théorique de TWINS 3.0) avec :

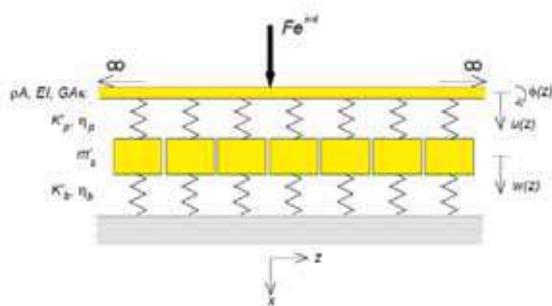


Fig. 6 : Modélisation de la voie : type poutre sur support continu

Les équations de mouvement s'écrivent alors sous la forme :

$$\rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + GAk \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi - \frac{\partial u}{\partial z} \right) = F e^{i\omega t} \delta(z) - K'_p (1 + i\eta_p)(u - w)$$

$$\rho I \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} + GAk \frac{\partial}{\partial z} \left(\phi - \frac{\partial u}{\partial z} \right) - EI \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = 0$$

$$m'_s \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = K'_p (1 + i\eta_p)(u - w) - K'_b (1 + i\eta_b)w$$

avec $K'_p = K_p /$ (distance entre 2 traverses) et $m'_s = m_s /$ (distance entre 2 traverses)

Et le déplacement transversal $u(z)$ de la section du rail supposée indéformable s'écrit sous la forme :

$$u(z) = \sum_r A_r \cdot \psi_r \cdot e^{-s_r z}$$

avec $A_r = \sum_k F_k \cdot \beta_{kr}$ et $s_r = \delta_r + jk_r$

- F_k : force d'excitation dans la direction k
- β_{kr} : réceptance partielle de l'onde r dans la direction k
- A_r : amplitude de la réponse vibratoire pour l'onde r
- ψ_r : déformée modale de l'onde r
- s_r : nombre d'onde complexe de l'onde r (k_r caractérise la propagation de l'onde, δ_r son atténuation)

Pour déterminer $u(z)$, il suffit de connaître l'amplitude des vibrations au point de contact (reliée à l'accélération) et l'atténuation de l'onde dans le rail reliée au taux de décroissance. On introduit ci-dessous l'expression du taux de décroissance que nous allons expliciter par la suite.

$$\Delta_r = 20 \cdot \log_{10} (e^{\delta_r}) = 8,686 \cdot \delta_r$$

Partant de ces formulations, nous verrons qu'il est envisageable de limiter la puissance acoustique rayonnée par la voie soit en spécifiant des valeurs limites pour le taux de décroissance des ondes dans le rail, soit en imposant des paramètres de voie particuliers (type de rail, type de traverse, type de semelle sous rail).

Propagation des ondes dans le rail : introduction et définition du taux de décroissance

Avec les modèles de voie présentés précédemment et appliqués dans TWINS, le taux de décroissance introduit n'a pas une expression simple. On propose de partir d'une modélisation simplifiée pour mieux expliciter et aborder les phénomènes physiques mis en jeu.

Considérons une poutre mince (Bernoulli-Euler) droite en flexion verticale (x,y) sur appuis élastiques de raideur K uniformément répartis (poutre de Winkler), de module d'Young E , d'inertie I et de masse linéique ρS , le long de laquelle va se propager des ondes vibratoires.



Fig. 7 : Modélisation simplifiée de la voie : poutre sur appuis élastiques continus

L'équation différentielle de la flèche u de la poutre suivant y , en un point d'abscisse x , est alors :

$$EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + Ku = 0$$

Ensuite, le rail étant un milieu étendu (« infini »), il apparaît pertinent de considérer une modélisation de ses vibrations sous forme d'une superposition d'ondes et de chercher les solutions sous la forme :

$$u(x, t) = u_0 \exp[kx - \omega t],$$

où k est le nombre d'onde et ω la pulsation de l'onde.

La relation de dispersion des ondes s'écrit :

$$EI k^4 + (K - \rho S \omega^2) = 0$$

et le taux de décroissance de l'onde dans le rail est introduit sous la forme :

$$\Delta = 20 \log_{10} [\exp(-\text{Re } k)] = 2.17 \text{Re } k,$$

on obtient la courbe (Fig. 8) de taux de décroissance de l'onde dans le rail suivante, pour un modèle de voie très simplifié :

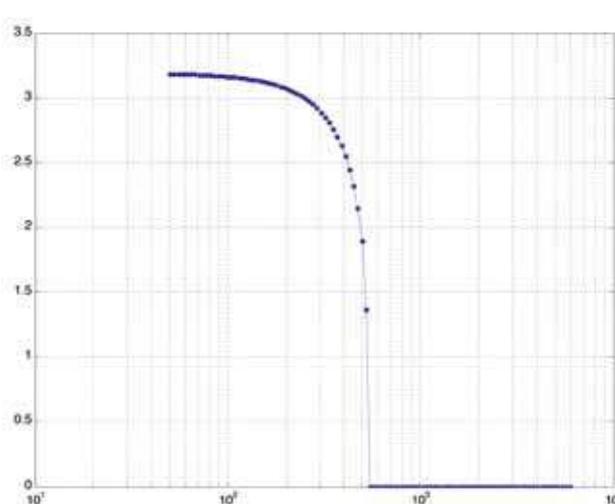


Fig. 8 : Taux de décroissance verticale de la modélisation simplifiée voie/poutre sur appuis élastiques continus

Il faut alors distinguer deux cas suivant le signe de $(K - \rho S \omega^2)$, soit en notant :

$$\omega_0^2 = \frac{K}{\rho S},$$

et suivant les valeurs relatives de ω par rapport à ω_0 :

Si $\omega < \omega_0$, l'équation de dispersion devient $k^4 + \beta^4 = 0$, avec

$$\beta^4 = \frac{\rho S}{EI} (\omega_0^2 - \omega^2),$$

et les solutions physiques (non-croissance exponentielle de l'onde à l'infini) sont :

- Pour $x > 0$:

$$k = (-1 + j) \frac{\beta}{\sqrt{2}}$$

- Pour $x < 0$:

$$k = (1 - j) \frac{\beta}{\sqrt{2}}$$

Le nombre d'onde a une partie réelle non nulle, ce qui correspond à une onde évanescence non-amortie : on se trouve dans une « bande interdite » pour la propagation des ondes et le taux de décroissance s'écrit :

$$\Delta = \frac{\beta}{\sqrt{2}} = \sqrt[4]{\frac{\rho S}{EI} (\omega_0^2 - \omega^2)}$$

Si $\omega > \omega_0$, l'équation de dispersion devient $k^4 - \beta^4 = 0$, avec

$$-\beta^4 = \frac{\rho S}{EI} (\omega^2 - \omega_0^2),$$

et les solutions physiques (non-croissance exponentielle de l'onde à l'infini) sont :

- Pour $x > 0$: $k = j\beta$

- Pour $x < 0$: $k = -j\beta$

On obtient une solution :

$$u(x, t) = u_0 \exp[j\beta x - \omega t],$$

c'est-à-dire une onde sinusoïdale propagative sans atténuation. On se trouve dans une bande passante pour la propagation avec un taux de décroissance $\Delta = 0$.

La frontière bande interdite/bande passante est la pulsation de résonance du rail sur son appui.

La figure 8 est représentative des phénomènes de propagation des ondes dans le rail si on ne considère que le rail et la semelle sous rail. Nous verrons que RODEL nous fournit un taux de décroissance plus complet et plus représentatif du comportement global de la voie. On y retrouve cette allure simplifiée de taux de décroissance avec la notion de bande interdite/bande passante limitée par une résonance du rail sur son appui.

Courbes expérimentales et mécanismes physiques

Accélération

Expérimentalement, la réponse vibratoire de la voie va être obtenue par la mesure de l'accélération à poste fixe. On la mesure à l'aide d'une excitation au marteau d'impact et de la réponse vibratoire d'un accéléromètre positionné sur le rail. Les fonctions de réponse en fréquence verticales et latérales ainsi que les cohérences correspondantes entre accélérations et force d'excitation sont mesurées dans une gamme de fréquences comprises entre 50 et 6 400 Hz et moyennées sur une dizaine de chocs.

En exemple sur la figure 9 : deux accélérations verticales mesurées sur chaque file de rail auxquelles on a superposé la simulation sous RODEL de la réponse du rail seul et de la réponse de la traverse seule.

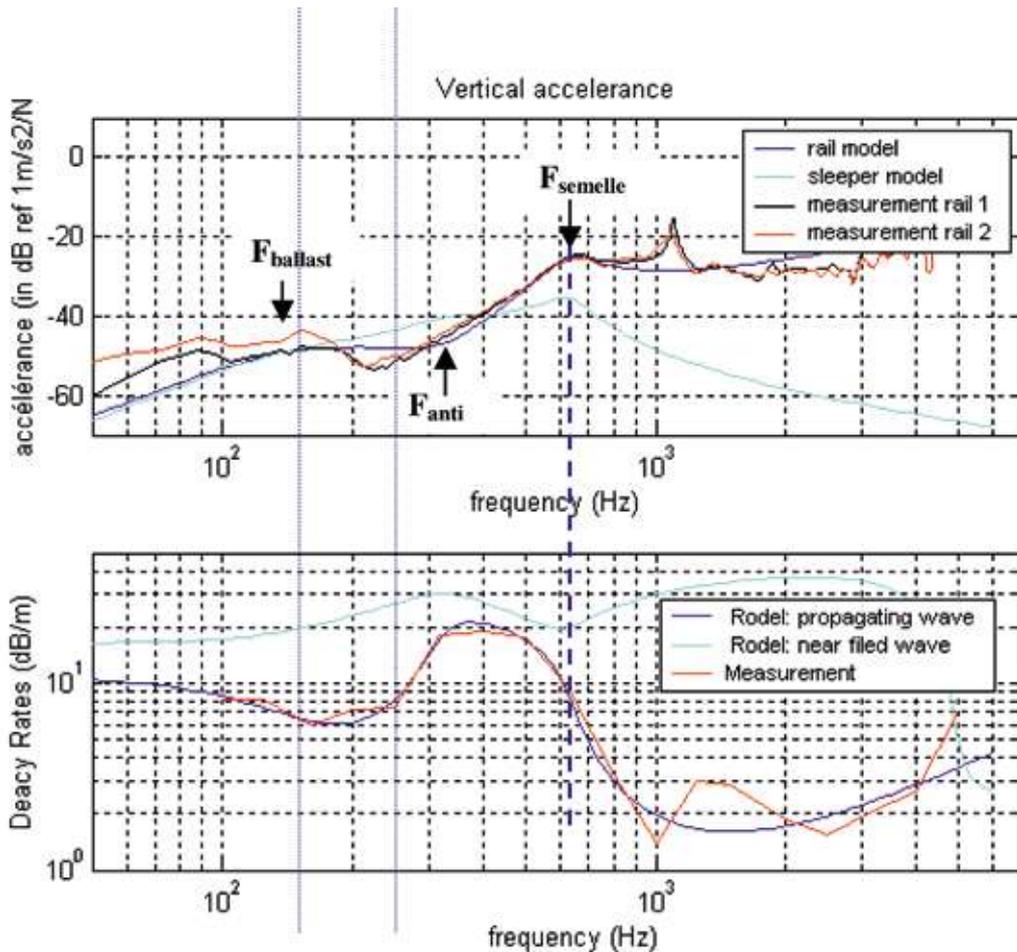


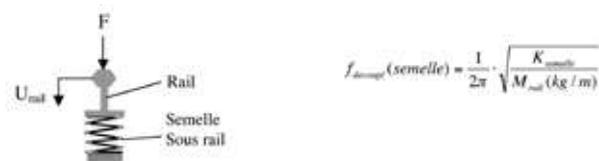
Fig. 9 : Spectre des accélérances (en haut) et taux de décroissance (en bas) mesurés en vertical

Ces courbes présentent 4 zones fréquentielles distinctes qui vont être conditionnées par des fréquences de résonance et d'anti-résonance caractéristiques d'un système à 2 degrés de liberté et que l'on peut retrouver sur les courbes expérimentales et les courbes de simulation suivante:

- la résonance du système « massique rail + traverse » sur la raideur du ballast :

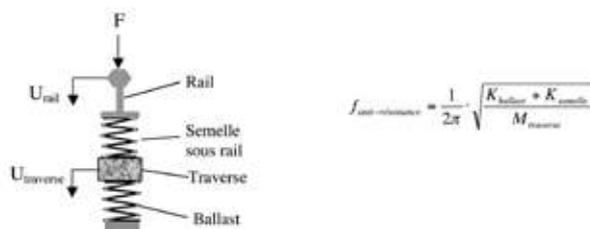
$$f_{ballast} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{ballast}}{M_{traverse} + M_{rail}}}$$

- la résonance du système « massique rail seul » sur la raideur de la semelle sous rail, fréquence de résonance à partir de laquelle apparaît un découplage entre le rail et la traverse.



$$f_{semelle(semelle)} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{semelle}}{M_{rail}(kg/m)}}$$

- Et entre ces 2 fréquences de résonance, un phénomène d'anti-résonance du rail et de résonance de la traverse :



$$f_{anti-resonance} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K_{ballast} + K_{semelle}}{M_{traverse}}}$$

avec $K_{semelle}$, $K_{ballast}$, M_{rail} and $M_{traverse}$ pour une travée.

Le taux de décroissance

L'interprétation des courbes de taux de décroissance est maintenant possible. Elle requiert la connaissance des mécanismes physiques qui gouvernent ces grandeurs.

Si on repart de la **figure 9** : on a vu que ces courbes présentaient 4 zones fréquentielles distinctes qui vont être conditionnées par 3 fréquences de résonance caractéristiques : $F_{ballast}$, $F_{semelle}$, $F_{anti-résonance}$.

Zone 1 : $f < F_{ballast}$, le taux de décroissance est stable et élevé (de l'ordre de 10 dB/m). Ces taux importants sont induits par

le couplage du rail à l'ensemble de la plate-forme (traverse et ballast), la raideur de la voie est déterminée par la raideur du ballast et la raideur en flexion du rail.

Zone 2 : $F_{\text{ballast}} < f < F_{\text{anti-résonance}}$, le taux de décroissance chute par découplage du rail par rapport à l'ensemble de la voie, il y a résonance du système «rail+traverse» sur la raideur du ballast, on peut l'observer sur la courbe d'accélération : F_{ballast} . Les études paramétriques sous RODEL ont montré que cette zone était pilotée principalement par l'amortissement du ballast.

Zone 3 : $F_{\text{anti-résonance}} < f < F_{\text{semelle}}$, le taux de décroissance atteint sa valeur maximale. Ce phénomène traduit une anti-résonance du rail et une résonance de la traverse dans laquelle est transmise une grande partie de l'énergie excitatrice. Cette anti-résonance est présente entre les 2 fréquences de résonance F_{semelle} et F_{ballast} sur la courbe d'accélération. Les études paramétriques sous RODEL ont montré que cette zone était pilotée par l'amortissement de la semelle sous rail.

Zone 4 : $F_{\text{semelle}} < f$, les taux de décroissance s'effondrent à partir de la fréquence de découplage rail-traverse. Les ondes se propagent alors librement dans le rail. Leur atténuation spatiale est uniquement provoquée par l'amortissement intrinsèque du rail et par l'amortissement indirect issu des attaches.

Les études paramétriques ont mis en évidence que les 2 facteurs, accélération de la voie et taux de décroissance des ondes dans le rail, sont liés. La détermination des fréquences de résonance sur la courbe d'accélération mesurée permet de déterminer les valeurs de raideur de la semelle sous rail et du ballast ainsi que la valeur de la masse sous traverse.

La même observation peut être menée dans la direction latérale avec la courbe d'accélération latérale.

La réponse vibratoire de la voie et le phénomène de propagation des ondes dans le rail sont suffisamment représentés par la formulation masse-ressort de type « RODEL » dans le domaine fréquentiel inférieur à la fréquence propre du rail sur ses appuis (traverses).

On peut maintenant relier le taux de décroissance aux niveaux de bruit émis par la voie.

Impact des taux de décroissance sur le niveau de bruit émis par la voie

Le lien [8] entre réponse vibratoire de la voie et rayonnement acoustique est donné par l'expression de la puissance acoustique totale rayonnée par le rail :

$$W = \sum_r \overline{A_r^2} \cdot W_r' \cdot L_1$$

W_r' représente la puissance acoustique (par mètre de rail) rayonnée par l'onde r pour un déplacement unitaire du rail.

$\overline{A_r^2}$ caractérise la réponse moyenne du rail suivant une force d'excitation et en prenant en compte l'amplitude de la réponse vibratoire de chaque type d'onde r .

L_1 est la longueur sur laquelle la moyenne est exprimée (généralement la longueur du véhicule).

Pour obtenir l'expression de la pression acoustique, il est maintenant nécessaire de s'imposer un modèle de rayonnement, par exemple une source linéique monopolaire pour l'onde de flexion verticale du rail (hypothèse TWINS).

On obtient ainsi la pression quadratique moyenne (Valeur RMS) :

$$p^2 = \frac{\rho c \cdot W}{2\pi \cdot y \cdot L_1}$$

Avec ρc impédance acoustique de l'air et y la distance source/observateur.

En remplaçant successivement W puis $\overline{A_r^2}$ par leur expression, il vient finalement la relation de la pression quadratique moyenne en fonction du taux de décroissance de l'onde r dans le rail : $p^2 = f(\Delta)$.

Et l'on en déduit l'influence d'une modification du taux de décroissance de l'onde r sur le niveau de bruit qu'elle produit :

$$\text{Gain}_r(f)_{dB} = Lp_2(f) - Lp_1(f) = 10 \cdot \log_{10} \left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2} \right) \quad (1)$$

Cette relation (1) est potentiellement très robuste, car elle est indépendante du modèle de rayonnement choisi et ne repose finalement que sur la linéarité des phénomènes de vibration et de rayonnement. Par contre, elle doit être appliquée séparément pour chaque type d'onde, c'est-à-dire pour l'onde verticale et pour l'onde latérale.

Résultats et applications

Impact du serrage des attaches de rail sur le bruit émis

On a vu que les taux de décroissance s'effondraient à partir de la fréquence de découplage rail-traverse : résonance du rail seul sur la semelle sous rail, le rail étant alors découplé de la traverse. Cette fréquence de résonance est directement dépendante et pilotée par la raideur de la semelle sous rail : plus la semelle va être raide, plus la fréquence de découplage sera élevée et plus on maintiendra des taux de décroissance élevés dans le domaine fréquentiel.

Au-delà de la raideur intrinsèque du matériau élastique de la semelle sous rail, le serrage de l'attache de rail vient comprimer (Figure 10) la semelle et conditionne donc la raideur globale du système d'attache du rail sur la traverse. Plus l'attache va être serrée, plus la semelle sous rail va être raide.

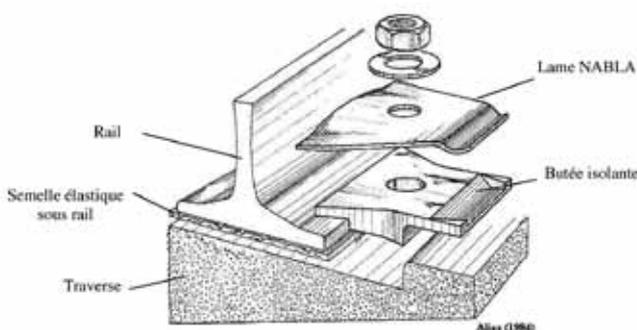


Fig. 10 : Système d'attache de la voie

Lors d'une campagne d'essais de mesures de bruit au passage, on a testé l'impact du serrage des attaches de rail sur le bruit émis dans l'environnement. Le bruit émis a été mesuré pour une voie avec son serrage initial et pour cette même voie après resserrage des attaches. La voie avait été caractérisée avant et après resserrage des attaches. On obtient donc les taux de décroissance pour les deux configurations mesurées ainsi que les spectres d'émission du bruit global au passage d'un train.

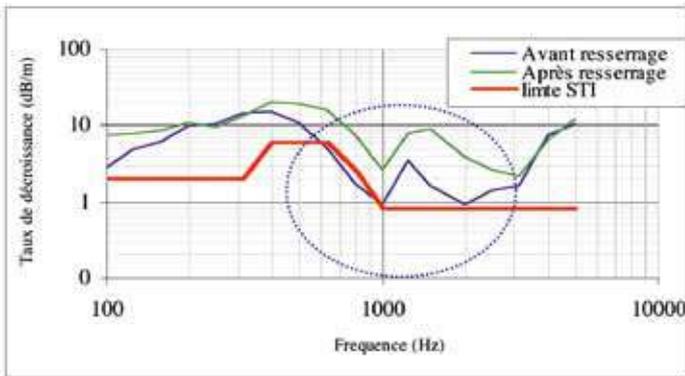


Fig. 11 : Taux de décroissance vertical en fonction des tiers d'octave, avant et après resserrage des attaches de rail

On observe directement l'impact du resserrage des attaches et donc de la raideur de la semelle sous rail sur les taux de décroissance. La voie ne respectait pas initialement le gabarit limite spécifiée dans la STI [4], [9]. Après resserrage des attaches, cette voie devient conforme à la STI. On retrouve bien l'influence de la raideur de la semelle sur la chute du taux de décroissance. En raidissant la semelle, on augmente la fréquence de découplage rail/traverse et la chute du taux de décroissance intervient plus haut en fréquence (à partir de cette fréquence de découplage). Les hauts niveaux de taux de décroissance sont maintenus sur une plus large bande de fréquence. La raideur du système d'attache vient également influencer l'amplitude du taux de décroissance.

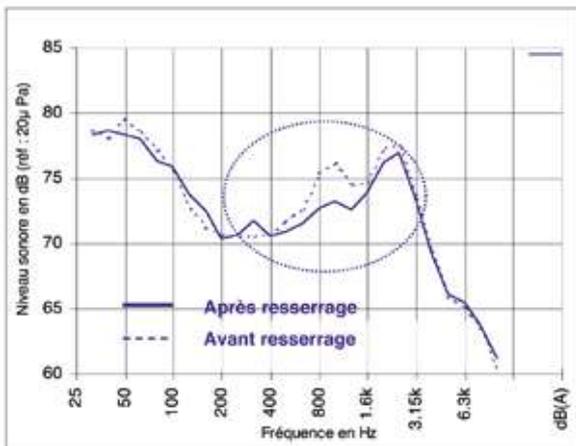


Fig. 12 : Niveau de bruit émis au passage par un TGV (vitesse = 200 Km/h), à 7m50 de la voie. Comparaison : voie avec serrage initial / voie resserrée

Le lien entre taux de décroissance et spectre de bruit émis est directement observable grâce à ces deux figures. Un gain entre deux taux de décroissance se retrouve sur le spectre de bruit émis, proportionnellement (conformément au paragraphe page 28) et dans la bande de fréquence où le rail est fortement émissif.

La puissance acoustique rayonnée par la voie peut être limitée soit en spécifiant des valeurs limites pour le taux de décroissance ; ici la voie resserrée devient conforme à la STI et le gain obtenu en terme de bruit émis se retrouve directement, soit en imposant des paramètres de voie particuliers, comme le serrage des attaches de rail et indirectement la raideur des semelles sous rail. Ce paramètre influe directement sur le taux de décroissance et donc sur le bruit global émis.

Impact sur le bruit émis de la pose d'absorbeur dynamique sur le rail

Parmi les solutions de réduction du bruit de roulement, on s'intéressera plus particulièrement, à la pose en voie d'absorbeurs dynamiques sur le rail, qui consiste à agir au niveau de la réponse et du rayonnement de la voie.

L'absorbeur dynamique de voie est un système mécanique à un ou plusieurs degrés de liberté de type masse-ressort dont l'objectif est d'atténuer la propagation des vibrations mécaniques dans le rail. Il agit en augmentant artificiellement le coefficient

d'amortissement intrinsèque du rail.

Le principe d'action de l'absorbeur dynamique consiste à transférer l'énergie mécanique se propageant dans le rail vers l'absorbeur au sein duquel elle sera alors dissipée. Les zones fréquentielles privilégiées de ce transfert sont essentiellement situées à proximité de la (ou des) fréquence(s) de résonance de l'absorbeur.

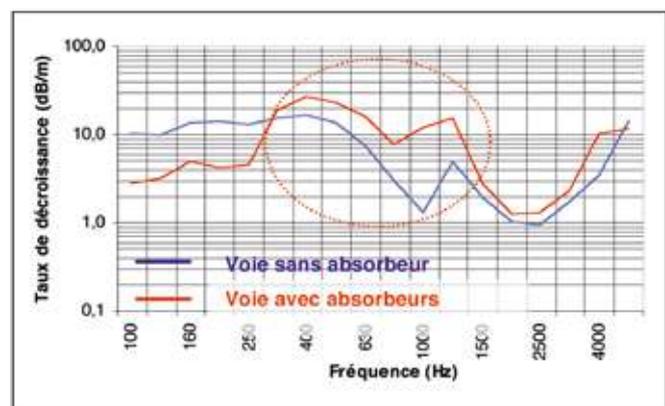


Fig. 13 : Taux de décroissance vertical en fonction des tiers d'octave, avec et sans absorbeurs sur le rail

De même, on va faire en sorte ici de caler les fréquences de résonance du système masse-ressort pour décaler en fréquence la chute du taux de décroissance. Les absorbeurs décalent cette chute et maintiennent les performances du taux de décroissance dans une zone allant de la fréquence de découplage rail/traverse à une fréquence d'environ 2 000 Hz : là où le rail est fortement émissif.

Le principe d'action de l'absorbeur est bien observé sur la courbe de taux de décroissance (Figure 13).

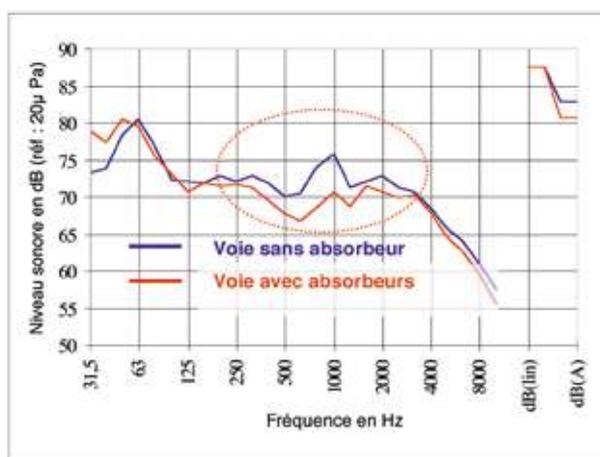


Fig. 14 : Niveau de bruit émis au passage par des wagons fret (vitesse = 80 Km/h), à 7m50 de la voie. Comparaison : voie avec et sans absorbeurs

De même, le lien entre taux de décroissance et spectre de bruit émis est directement observable grâce à ces deux figures. Le gain entre les deux taux de décroissance se retrouve sur le spectre de bruit émis dans la zone d'émission du rail.

La puissance acoustique rayonnée par la voie est ici limitée en agissant directement sur la propagation des ondes dans le rail et donc sur le comportement du taux de décroissance par l'intermédiaire d'absorbeurs dynamiques sur le rail.

Etude statistique du bruit de roulement

Les paramètres de la voie (et ceux du matériel) présentent une dispersion naturelle. Une étude statistique de ces paramètres était donc nécessaire et pertinente.

Une banque de données sur les voies françaises en terme de caractéristiques dynamiques (taux de décroissance des ondes dans le rail et raideur de semelle sous rail) et de rugosités de rail a été initiée.

On a recensé ainsi différents sites de lignes classiques et de lignes à grande vitesse avec des composants de voie différents.

Une base de données complémentaires a également été constituée : différentes rugosités de roue pour différents types de matériels présentant différents types de freinage. Les mesures ont concerné des roues freinées disque (TGV), des roues freinées fonte (CORAIL, TER ou FRET) et des roues freinées composite (CORAIL, TER ou FRET).

Pour chaque série de mesures (rugosité et taux de décroissance), et pour chaque tiers d'octave (en longueur d'onde pour les rugosités de voie et en fréquence pour les taux de décroissance), la valeur moyenne et l'écart type de la distribution empirique mesurée ont été calculés.

Variabilité des spectres de rugosité

Pour la rugosité de rail, on a relevé 13 échantillons pour les Lignes Classiques et 23 pour les lignes à Grande Vitesse. On trace la valeur moyenne ainsi que les valeurs moyennes à +/- 2 en écarts-type.

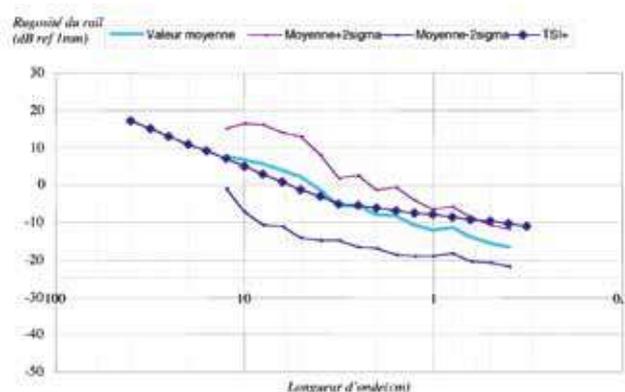


Fig. 15 : Rugosité du rail sur Lignes classiques françaises (13 échantillons)

On trace également le gabarit limite pour la rugosité de rail défini par la réglementation européenne (STI) pour la voie de référence. On peut constater que la valeur moyenne pour les lignes classiques est proche de la limite spécifiée dans la STI et que la valeur moyenne pour les lignes LGV est aussi inférieure à cette limite. Ceci qui garantit la représentativité opérationnelle des valeurs prises dans la STI.

Pour les rugosités de roues, on a également noté les valeurs moyennes et les valeurs moyennes à +/- 2 en écarts-types. On observe, ci-dessous, le spectre pour les 39 échantillons de roues freinées avec des semelles en composite:

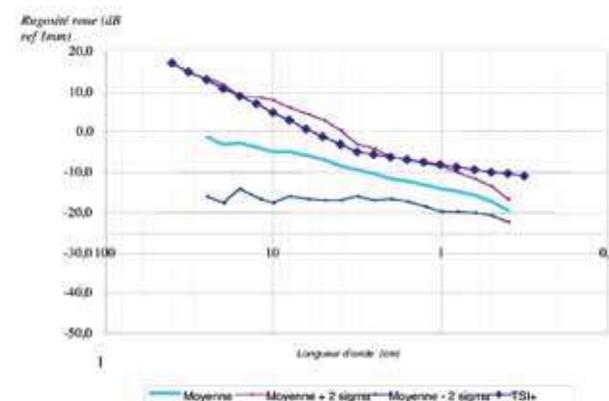


Fig. 16 : Spectre de rugosité de roues freinées composite

On remarque que la valeur moyenne des rugosités de roues freinées composite est significativement inférieure (d'environ 5 dB) à la limite choisie pour la rugosité de la voie dans la STI. La qualité de voie spécifiée dans la réglementation européenne ne permettra que difficilement de discriminer les performances acoustiques des matériels freinés avec des semelles en composite.

Variabilité des spectres de taux de décroissance des ondes dans le rail

La base de données regroupant les différentes voies étudiées comprend 21 mesures de taux de décroissance. Dans un premier temps, afin de pouvoir calculer la « moyenne » et l'écart type, on sépare les différentes mesures par

catégories ; comme pour les rugosités, on suppose que la distribution des taux de décroissance est gaussienne. Les mesures sont classées par armement de voies, c'est-à-dire par type de traverse, type d'attache, type de rail, ou type de semelle sous rail.

14 relevés de valeurs sont relatives au type d'armement le plus répandu à la SNCF. C'est donc la série la plus représentative sur laquelle on mènera l'étude des taux de décroissance. On constate qu'effectivement les courbes de taux de décroissance présentent une allure cohérente et des niveaux proches par bande de fréquence :

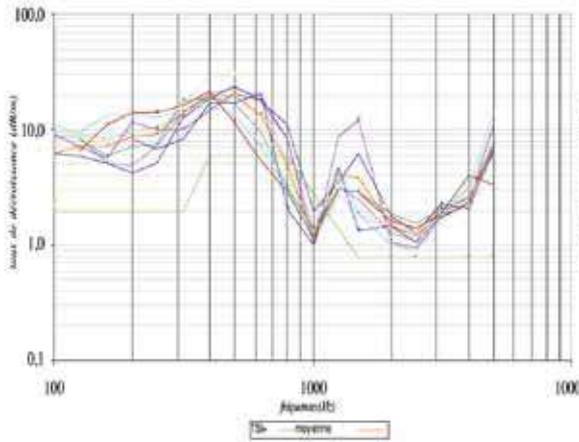


Fig. 17 : Taux de décroissance vertical LGV - armement identique-

Ces résultats de simulation sont en accord et représentatifs de mesures au passage : sur un même type de voie, on observera des variations de niveau de bruit de la même amplitude, fonction du type de roues circulées par exemple.

On applique la même démarche pour illustrer l'impact de la dispersion des taux de décroissance sur le niveau de bruit émis, ceci par type d'armement de voie.

À 200 Km/h, toujours pour une configuration roue de TGV (même rayonnement dans les 3 configurations) et une

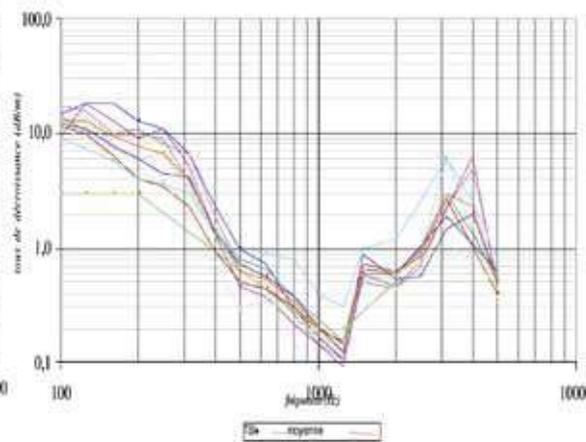


Fig. 18 : Taux de décroissance latéral LGV - armement identique-

Impact sur le bruit rayonné

À partir de ces données, des simulations TWINS ont été réalisées pour différentes configurations de circulation, afin de mettre en évidence la variation de bruit de roulement due à la dispersion à la fois des rugosités de rail, des rugosités de roues et des taux de décroissance, ceci en séparant les différents types de voies.

Un des aspects de l'impact de la dispersion des spectres de rugosité sur le bruit de roulement est résumé dans le tableau 1.

Le cas choisi est une voie de référence au sens de la STI qui respecte le gabarit limite en terme de taux de décroissance des ondes dans le rail. On observe une différence de 8 dB (A) entre freinage composite et freinage fonte.

Paramètres	Niveau de bruit total en dB(A)			
	Moyenne-2	Moyenne	Moyenne +2	Variation
Rugosité du rail	95.9	98.7	106.8	10.2
Rugosité roue (freinage composite)	96.6	100.1	104.2	7.6
Rugosité roue (freinage fonte)	104.3	108.8	112.6	8.4

Tabl. 1 : Variation du bruit de roulement en fonction des rugosités roué et rail pour une roue de matériel fret, chargée de 22 t par essieux, freinée avec des semelles composites ou fonte, à 80Km/h

vitesse	Variation du taux de décroissance	total (dBA)	voie (dBA)	Ecart sur le bruit de roulement (dBA)
100km/h	+2σ	104,5	104,1	7,1
	moyenne	100,4	99,2	
	-2σ	97,4	94,8	
200km/h	+2σ	112,8	111,8	4,6
	Moyenne	110,1	107,9	
	-2σ	108,2	107,2	
350km/h	+2σ	118,9	116,4	2,7
	Moyenne	117,2	112,7	
	-2σ	116,2	109,2	

Tabl. 2 : Variation du bruit de roulement en fonction des taux de décroissance de la voie 2 écarts-types et une configuration de circulation, comme roue de TGV à 100 Km/h (avec des rugosités de rail et de roue fixés et représentatifs de ce type de voie), montrent une variation totale de 7 dB (A) sur le bruit de roulement global entre les cas extrêmes. Cet écart diminue avec la vitesse. L'écart-type extrême obtenu pour une flotte de TGV à 300 Km/h sur un site donné est de l'ordre de 1 dB (A), ce qui est compatible avec ces résultats.

excitation donnée, on obtient le graphe de niveaux de bruit global suivant :

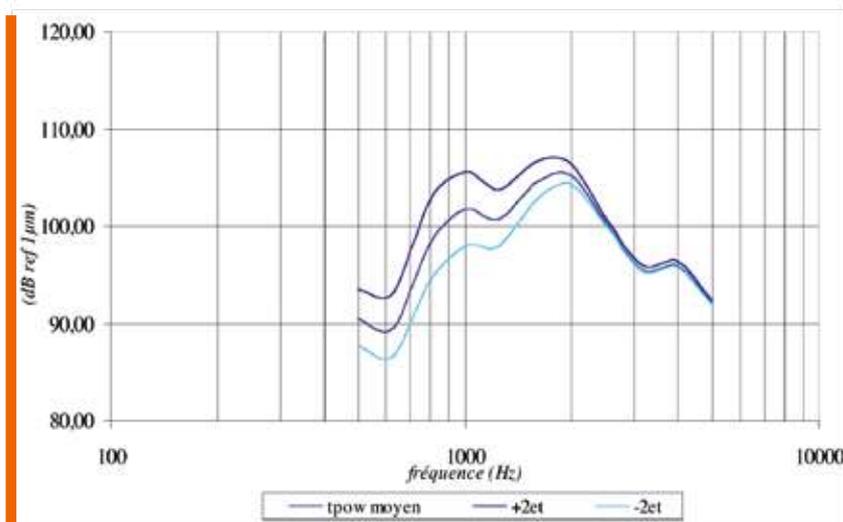


Fig. 19 : Niveau de bruit émis par la voie (LGV – armement identique)

Ces premiers échantillons statistiques s'avèrent prometteurs et représentatifs et concluent sur la pertinence de ce type d'approche.

Une démarche statistique complète permettra d'avoir une meilleure connaissance de la caractérisation vibro-acoustique du réseau ferré français et de sa situation par rapport aux gabarits des STI. On a vu que globalement le réseau respectait ou était très proche des gabarits proposés : rugosités du rail et taux de décroissance.

Cette démarche permet d'englober la variabilité des phénomènes observés : les différents niveaux de rugosité et les différents taux de décroissance (variabilité dans l'armement de la voie et les raideurs engendrées par la liaison semelle-attaches et le ballast), pour mieux identifier l'influence de ces différents éléments sur l'émission du bruit de roulement. On identifie une variabilité non négligeable de l'ordre de 5 à 10 dB (A) selon la configuration de circulation et selon le paramètre observé (rugosité ou taux de décroissance de la voie).

La base de données sera enrichie de façon continue pour augmenter la représentativité des séries de mesures et valider la distribution des données. Pour le moment, la méthode statistique employée pour tenir compte des fluctuations des phénomènes analysés repose sur l'hypothèse d'une distribution gaussienne de ces phénomènes. Il apparaît intéressant de tester cette hypothèse afin d'étendre ces premiers résultats encourageants. Pour cela une démarche statistique plus poussée est envisagée pour les suites de cette première étude.

Conclusions

La part de la voie dans le niveau global de bruit de roulement émis dans l'environnement peut être importante voir prédominante devant le véhicule. Elle est fonction de différents paramètres comme la composition de la voie, la vitesse du train ou le chargement statique du matériel roulant.

Le comportement vibro-acoustique peut se modéliser à partir d'ondes de flexion verticales et latérales se propageant le long du rail.

Dans une première partie, la mise en équation et l'interprétation des phénomènes physiques qui gouvernent le comportement vibratoire de la voie et son rayonnement dans l'environnement ont été présentés. Il a été mis en évidence que le point clef dans la propagation des ondes est introduit par l'atténuation des ondes vibratoires le long du rail. Elle se caractérise expérimentalement par la mesure des taux de décroissance des ondes dans le rail.

Dans une deuxième partie, la relation entre taux de décroissance et l'émission du bruit a été mise en évidence à partir d'exemples.

Les différents paramètres caractérisant le comportement dynamique de la voie : rugosité du rail et taux de décroissance des ondes, dans le rail, sont des paramètres présentant une variabilité statistique. Ce type d'approche est indispensable pour appréhender la variabilité des phénomènes en conditions réelles. Une première étude a permis de donner l'ordre de grandeur de la variabilité du bruit émis en fonction de la dispersion des caractéristiques dynamiques de la voie et de différents types de véhicules. Cette approche devra être poursuivie à partir de simulation de type « Monte Carlo » qui permettrait de préciser la distribution statistique du bruit émis en fonction des distributions des paramètres principaux du bruit de roulement : rugosité de rail, rugosité de roue et taux de décroissance des ondes dans le rail.

Références bibliographiques

- [1] P.J. Remington, Wheel/rail noise – part I : Validation of the theory, JASA 81, pp. 1824-1832, 1987
- [2] D. J. Thompson, Wheel-rail noise generation, part 1, Journal of Sound and Vibration 161 (3), 1993
- [3] D. J. Thompson, Wheel/rail noise – theoretical modelling of the generation of vibrations. PhD thesis, University of Southampton, 1990
- [4] F. Foy, F. Letourneau, P.E. Gautier « Critères de spécification technique d'interopérabilité : notion de voie de référence », RGCF nov. 2003
- [5] C.J.C. Jones, D.J. Thompson, Extended validation of a theoretical model for railway rolling noise using novel wheel and track designs, in Proceedings of 7th IWRN, Portland-Maine, 2001
- [6] D. J. Thompson, B. Hemsworth and N. Vincent, Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, Part 1: Description of the model and method, Journal of Sound and Vibration 193, pp.123-135,1996
- [7] D. J. Thompson, P. Fodiman and H.Mahé, Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, Part 2: Results, Journal of Sound and Vibration 193, pp.137-147,1996
- [8] F. Letourneau, "Relationship between Rail Pad Stiffness, Decay Rates, and Track Noise", réf : AR12M0040225SNCF01 (projet Harmonoise)
- [9] P.E. Gautier, P. Fodiman, « Development of noise emission limits for railways in the frame of European interoperability », 12th ICSV, Lisbon, 11-14/07/05