



Modélisation Numérique des Bruits de Roulement et les Systèmes de Contrôle à la base de la Voie

G. Desanghere^a et H. Masoumi^b

^aAKRON NV, Mechelsevest 18/0301, 3000 Leuven, Belgique

^bD2S International, J. Vandenbemptlaan, 71, 3001 Heverlee, Belgique
geert.desanghere@akron.be

Ces dernières années, la réduction du bruit ferroviaire en zone urbaine a reçu attention considérable et a fait l'objet de plusieurs programmes de recherche. La source la plus importante du bruit ferroviaire est le bruit de roulement. Le bruit de roulement est provoqué par les vibrations des roues et des structures de voie, générés par l'interaction dynamique à la zone de contact roue-rail dues à des irrégularités sur la surface de la roue et du rail. Afin de contrôler l'émission de bruit de l'infrastructure ferroviaire et dans le cadre d'un projet européen « QUIET-TRACK », une méthode a été développée pour prévoir les émissions de bruit de basse fréquence qui sont principalement rayonnées par les éléments de la voie. Cette méthode utilise des modèles déterministes sur base des éléments finis et la méthode des éléments de frontière. Les paramètres d'entrée tels que les taux d'amortissement de la voie et de la rugosité du rail sont mesurés sur site. Dans le cadre du projet « QUIET-TRACK », une campagne de mesure in-situ sera réalisée afin de valider les résultats du modèle numérique proposé.

1 Introduction

Le bruit induit nommé bruit de roulement, dérange les gens et provoque des plaintes dans un environnement urbain densément peuplée. Voilà donc la raison pour laquelle ces dernières années le contrôle du bruit de roulement a reçu une attention considérable et a fait l'objet de plusieurs programmes de recherche [1, 2, 3].

Le bruit de roulement est provoqué par les vibrations des roues et des structures de voie, générées par l'interaction dynamique à la zone de contact roue-rail dues à des irrégularités sur la surface de la roue et du rail. Ce genre de bruit ferroviaire domine sur la voie tangente en absence des discontinuités du rail et la roue comme les joints de rail et la roue à plat et désigne les vibrations rayonnées en raison de la rugosité à petite échelle sur les surfaces de contact de la roue et du rail. Par conséquent, la surveillance du niveau de rugosité de la voie et de la roue en tant que source de bruit de roulement est une question importante.

Afin de contrôler l'émission de bruit due à l'infrastructure ferroviaire et dans le cadre d'un projet de recherche européen « QUIET-TRACK », une méthode a été développée pour prévoir les émissions de bruit de basse fréquence qui sont principalement rayonnées par les éléments de la voie. Cette méthode utilise des modèles déterministes sur base des éléments finis et la méthode des éléments de frontière [4]. Les paramètres d'entrée tels que les taux d'amortissement du rail (TDR) et la rugosité du rail sont mesurés in-situ.

Pour le rail, un modèle acoustique équivalent est proposé en fonction d'un arrangement des monopôles sphériques cohérents avec un espacement unitaire au long du rail [3]. Pour les roues et les traverses (les points discrètes), cependant, des monopôles sphériques à la position des essieux ou des traverses ont été considérés. Il est également supposé que le champ acoustique est rayonné de manière sphérique dans le champ libre et le niveau de pression acoustique au récepteur est obtenu par la superposition de la pression acoustique reçue par chaque monopôle.

2 Modèle Vibro-Acoustique

En utilisant l'équation de Helmholtz, et en supposant un rayonnement de champ acoustique unidimensionnel, le niveau de pression sonore $\hat{p}_m(\mathbf{X}, \omega)$ au point de réception (\mathbf{X}) situé à la distance r_m à partir de la position de la source est obtenue par :

$$\hat{p}_m(\mathbf{X}, \omega) = i\omega\rho_0 Q_m(x_m, \omega) \frac{\exp(-ik_0 r_m)}{4\pi r_m} \quad (1)$$

où Q_m est l'intensité de la source au point de la source (m), r_m est la distance entre le récepteur et le point source situé à x_m , $k_0 = \omega/c_0$ est le nombre d'onde de la propagation du son dans l'air à la fréquence ω , avec une vitesse d'onde c_0 . Le paramètre ρ_0 montre la densité de l'air.

L'intensité de la source Q_m dépend de la vitesse du rail ou de la roue dans le point source :

$$Q_m(x, \omega) = \sigma_i a_i \dot{u}_m(x_m, \omega) \quad (2)$$

où $\dot{u}_m(x_m, \omega)$ est la vitesse du rail ou de la roue dans le point de source x_m , a_i est la surface de rayonnement du rail ou de la roue, et le σ_i adresse à l'efficacité de rayonnement qui diffère sur le type de source : roue, rail ou la traverse.

Selon Remington et al (1985) [1], l'efficacité de rayonnement du rail et de la roue sont définis comme :

$$\sigma_r(\omega) = 2/[1 + (\omega_{0r}/\omega)^3], \quad \omega_{0r}/2\pi = 630 \text{ Hz}$$

et

$$\sigma_w(\omega) = 2/[1 + (\omega_{0w}/\omega)^2], \quad \omega_{0w}/2\pi = 110 \text{ Hz.}$$

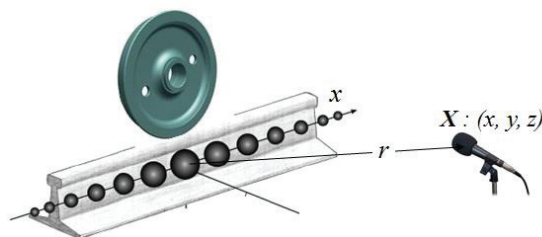


Figure 1. Schéma du modèle vibro-acoustique

Plusieurs points de source peuvent être considérés sur le rail ou la roue. Donc la pression acoustique totale est obtenue par la superposition du niveau sonore obtenu par les monopôles (N) de la manière suivante :

$$\hat{p}(\mathbf{X}, \omega) = i\omega\rho_0 \sum_{m=1}^N Q_m(x_m, \omega) \frac{\exp(-ik_0 r_m)}{4\pi r_m} \quad (3)$$

L'expression ci-dessus peut être présentée en termes de pression sonore à la source et la fonction de Green du rayonnement de champ acoustique sphérique [5] :

$$\hat{p}(\mathbf{X}, \omega) = \sum_{m=1}^N \hat{p}_0(x_m, \omega) \hat{H}_p(\mathbf{X}, x_m, \omega) \quad (4)$$

où $\hat{H}_p(\mathbf{X}, x_m, \omega) = \exp(-ik_0 r_m) / 4\pi r_m$ est la fonction de transfert de pression acoustique entre la source et le récepteur.

Selon l'Eq. (2), le niveau de la pression sonore de la source à x_m est obtenu par :

$$\hat{p}_0(x_m, \omega) = ik_0 Z_0 Q_m \quad (5)$$

Compte tenu de l'Eq. (4), la pression acoustique peut également être présentée en termes du PSD de la pression sonore au niveau des sources :

$$\hat{S}_p(\mathbf{X}, \omega) = \sum_{m=1}^N \hat{S}_{p0}(x_m, \omega) |\hat{H}_p(\mathbf{X}, x_m, \omega)|^2 \quad (5)$$

Selon l'Eq. (5), le PSD de la pression acoustique au niveau du point au long du rail peut être définie par le déplacement du rail $\hat{S}_r(x_m, \omega)$, par la suite :

$$\hat{S}_{p0}^r(x_m, \omega) = G_r(\omega, r_m) |k_0 \sigma_r a_r Z_0|^2 \omega^2 \hat{S}_r(x_m, \omega) \quad (6)$$

De la même manière, le PSD de la pression sonore de la roue aux points de contact (la position de charge à l'essieu) est réécrite en termes de déplacement de roue $\hat{S}_w(x_l, \omega)$ par la suite :

$$\hat{S}_{p0}^w(x_l, \omega) = G_w(\omega, r_l) |k_0 \sigma_w a_w Z_0|^2 \omega^2 \hat{S}_w(x_l, \omega) \quad (7)$$

où les quantités G_r et G_w contiennent les effets de réflexion au sol sur la propagation du son qui sont dépendantes de la distance entre le récepteur et la voie, la fréquence, et le sol ou les caractéristiques de la chaussée.

Etant donné que la source est située au-dessus du sol, le niveau sonore peut être influencé par des réflexions sur le sol. À des fréquences supérieures à 250 Hz, les mesures présentées confirment une augmentation moyenne de 3 dB [2]. Cependant, dépendant de la fréquence, les conditions de réflexion au sol varient en augmentant la distance entre la source et le récepteur.

Finalement, la pression acoustique totale au niveau du récepteur est réécrite en termes de vibrations du rail et la roue, par la suit :

$$\begin{aligned} & \hat{S}_p^{r+w}(\mathbf{X}, \omega) \\ &= \sum_{m=1}^{N_r} G_r(\omega, r_m) |k_0 \sigma_r a_r Z_0|^2 \omega^2 \hat{S}_r(x_m, \omega) |\hat{H}_p(\mathbf{X}, x_m, \omega)|^2 \\ &+ \sum_{l=1}^{N_a} G_w(\omega, r_l) |k_0 \sigma_w a_w Z_0|^2 \omega^2 \hat{S}_w(x_{0l}, \omega) |\hat{H}_p(\mathbf{X}, x_l, \omega)|^2 \end{aligned} \quad (9)$$

Par la suite, en introduisant un modèle dynamique de l'interaction de voie-véhicule, la réponse vibratoire du rail, de la traverse ainsi que de la roue lors d'un passage de train sur une voie, sera définie en termes des caractéristiques de la voie et du véhicule.

3 Interaction véhicule-voie

3.1 Formulation numérique

Le niveau vibratoire de la roue et de la voie lors d'un passage de train est étudié. La force dynamique au point de

contact rail/roue générée par l'interaction dynamique entre la roue de roulement et la voie, dépend de la receptance du véhicule et celle de la voie, des irrégularités sur les surfaces de contact rail/roue, et de la vitesse du train, Figure 2.

L'évaluation de la charge dynamique sur l'essieu est basée sur l'hypothèse d'un contact parfait entre les roues du train et les rails. Pour simplifier l'interaction d'un véhicule, le système dynamique du véhicule est réduit à l'essieu et à la roue.

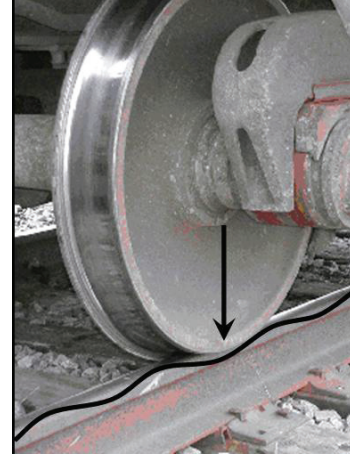


Figure 2. Force dynamique au point de contact rail/roue

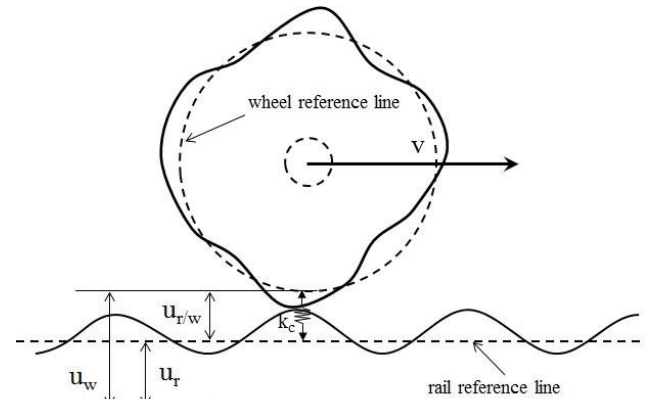


Figure 3. Schéma de l'interaction roue-rail

La figure 3 montre le schéma de l'interaction rail/roue, où les lignes pleines représentent les irrégularités sur les surfaces du rail et de la roue, et les lignes pointillées montrent la position de référence du rail et de la roue.

En présence de rugosité rail/roue, la compatibilité du déplacement pour chaque essieu peut se présenter dans chaque point de contact comme :

$$\mathbf{u}_w(t) = \mathbf{u}_r(t) + \mathbf{u}_{w/r}(t) + \mathbf{u}_c(t) \quad (80)$$

où $\mathbf{u}_w(t)$ est le déplacement de la roue, $\mathbf{u}_r(t)$ montre le déplacement du rail, $\mathbf{u}_{w/r}(t)$ représente la rugosité rail/roue combinée, et $\mathbf{u}_c(t)$ est le déplacement relatif dans le ressort de contact.

Comme la rigidité de contact k_c est très élevée, le vecteur de déplacement $\mathbf{u}_c(t)$ tend vers zéro et sera négligeable.

Compte tenu de cette dernière hypothèse, l'Eq. (11) dans le domaine de fréquence est calculée par :

$$\hat{\mathbf{u}}_w(\omega) = \hat{\mathbf{u}}_r(\omega) + \hat{\mathbf{u}}_{w/r}(\omega) \quad (11)$$

En supposant une voie longitudinalement invariante, le déplacement du rail au niveau des points de contact peut être calculé à partir des charges dynamiques sur les essieux :

$$\hat{\mathbf{u}}_r(\omega) = \hat{\mathbf{C}}^r(\omega)\hat{\mathbf{g}}(\omega) \quad (12)$$

où $\hat{\mathbf{u}}_r(\omega)$ est le vecteur $3N_a \times 1$ qui recueille les déplacements de rail à tous les essieux, le vecteur $\hat{\mathbf{g}}(\omega)$ recueille $3N_a \times 1$ composantes de charge dynamique, et $\hat{\mathbf{C}}^r(\omega)$ est la matrice de la compliance du rail ($3N_a \times 3N_a$).

Dans la même façon, le déplacement de la roue est obtenu en termes de la matrice de la conformité des véhicules $\hat{\mathbf{C}}^w(\omega)$ et la charge à l'essieu :

$$\hat{\mathbf{u}}_w(\omega) = -\hat{\mathbf{C}}^w(\omega)\hat{\mathbf{g}}(\omega) \quad (13)$$

A basse fréquence, la suspension primaire et secondaire du véhicule va isoler le car-body et le bogie de la paire de roues, puis la matrice de compliance radiale du véhicule est une matrice diagonale de la compliance de la roue qui ne prend que l'inertie de la masse non suspendue des essieux. Dans les fréquences plus élevées (autour de 500 Hz) une antirésonance se produit au-delà de cette fréquence, la compliance est contrôlée par la rigidité [2, 4].

La compliance axiale est dominée par des pics associés aux modes axiaux (les modes « zero-nodal-circle »).

En introduisant les Eq. (12) et (13) dans l'Eq. (11), la force de contact est obtenue en termes de rugosité rail/roue :

$$\hat{\mathbf{g}}(\omega) = -\hat{\mathbf{u}}_{w/r}(\omega)/[\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega)] \quad (14)$$

où $\hat{\mathbf{u}}_{w/r}(\omega)$ recueille la rugosité combiné rail/roue à tous les essieux. L'inverse de la matrice de la combinaison de compliance du rail et du véhicule peut être considéré comme la raideur dynamique du système couplé véhicule/rail.

Les rugosités du rail ou de la roue sont généralement modélisées comme un processus stationnaire gaussien caractérisé par sa fonction densité spectrale de puissance unilatérale (PSD) en bande de tiers d'octave de longueur d'onde $\hat{\mathbf{S}}_{r/w}(\lambda)$ [m^2/m]. Par conséquent, la matrice transversale PSD $\hat{\mathbf{S}}_g(\omega)$ de toutes les charges à l'essieu peut être présentée en termes de la compliance rail/roue et la rugosité :

$$\hat{\mathbf{S}}_g(\omega) = \left\{ [\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega)]^{-1} \hat{\mathbf{T}}_c(\omega) \hat{\mathbf{T}}_c^H(\omega) [\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega)]^{-1H} \right\} \hat{\mathbf{S}}_{r/w}(\omega) \quad (15)$$

où $\hat{\mathbf{T}}_c(\omega)$ est un vecteur $3N_a \times 1$ qui recueille le déphasage pour chaque essieu :

$$\hat{\mathbf{T}}_c(\omega) = \left\{ \dots, 0, 0, \exp\left(\frac{i\omega x_l}{v}\right), \dots \right\}^T \quad (16)$$

avec x_l ($l = 1, 2, \dots, N_a$) pour la position de l'essieu, et l'exposant H dénote le conjugué hermitien ou transposée d'une matrice.

La longueur d'onde λ en [m], est liée à la vitesse du train v en [m/s], et la fréquence associée en [Hz] par $f = \lambda/v$.

En introduisant l'Eq. de charge dynamique (14) dans les Eq. (12) et (13), la matrice de PSD des déplacements du rail et de la roue au niveau des points de contact sont représentés en tant que :

$$\hat{\mathbf{S}}_r^{pc}(\omega) = \left\{ [\hat{\mathbf{C}}^r(\omega)/(\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega))] \hat{\mathbf{T}}_c(\omega) \hat{\mathbf{T}}_c^H(\omega) [\hat{\mathbf{C}}^r(\omega)/(\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega))]^H \right\} \hat{\mathbf{S}}_{r/w}(\omega) \quad (17)$$

$$\hat{\mathbf{S}}_w^{pc}(\omega) = \left\{ [\hat{\mathbf{C}}^w(\omega)/(\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega))] \hat{\mathbf{T}}_c(\omega) \hat{\mathbf{T}}_c^H(\omega) [\hat{\mathbf{C}}^w(\omega)/(\hat{\mathbf{C}}^w(\omega) + \hat{\mathbf{C}}^r(\omega))]^H \right\} \hat{\mathbf{S}}_{r/w}(\omega) \quad (18)$$

Pour la roue, la vitesse perpendiculaire à la surface de roulement et la vitesse moyenne autour de la circonférence est approximativement égale à la vitesse moyenne au point de contact, [2].

Afin de calculer la réponse vibratoire du rail ou les traverses au niveau des monopoles, un modèle numérique est introduit. En supposant que la position des charges mobiles sont fixes (lorsque la vitesse du train est relativement faible par rapport à la vitesse de propagation des ondes dans la voie) le déplacement du rail ou les traverses en différents points (x_m) au long du rail ou sur les traverses peut être calculé en tant que :

$$\hat{\mathbf{u}}_r(x_m, \omega) = \sum_{l=1}^{N_a} \hat{\mathbf{H}}_t^T(x_m, x_l, \omega) \hat{\mathbf{u}}_r^{pc}(x_l, \omega) \quad (19)$$

où la fonction de transfert $\hat{\mathbf{H}}_t(x_m, x_l, \omega)$ montre la nature de l'atténuation de l'amplitude de vibration en augmentant la distance.

Afin de calculer la fonction de transfert entre la réponse du rail au point de contact et la réponse du rail ou les traverses au niveau des monopoles, un modèle numérique FE-BE a été utilisé [4].

Par conséquent, la fonction PSD de la réponse stationnaire du rail peut être dérivée de l'Eq. (19) :

$$\hat{\mathbf{S}}_r(x_m, \omega) = \sum_{k=1}^{N_a} \sum_{l=1}^{N_a} \hat{\mathbf{H}}_t^T(x_m, x_k, \omega) \hat{\mathbf{S}}_r^{pc}(x_l, x_k, \omega) \hat{\mathbf{H}}_t(x_m, x_l, \omega) \quad (20)$$

En supposant que les positions des charges mobiles sont fixes (lorsque la vitesse du train est relativement faible par rapport à la vitesse de propagation des ondes dans la voie), et introduisant l'Eq. (20) dans l'Eq. (9) conduit à la pression de son expression $\hat{\mathbf{S}}_p^{r+w}(\mathbf{X}, \omega)$ en tant que :

$$\hat{\mathbf{S}}_p^{r+w}(\mathbf{X}, \omega) = \sum_{l=1}^{N_a} \sum_{m=1}^{N_r} G_r |\omega k_0 \sigma_r a_r Z_0|^2 |\hat{H}_p(\mathbf{X}, x_m, \omega)|^2 + \hat{S}_r^{pc}(x_{0l}, \omega) |\hat{H}_t(x_m, x_{0l}, \omega)|^2 + \sum_{l=1}^{N_a} G_w |\omega k_0 \sigma_w a_w Z_0|^2 \hat{S}_w^{pc}(x_{0l}, \omega) |\hat{H}_{pw}(\mathbf{X}, x_{0l}, \omega)|^2 \quad (21)$$

4 Exemple numérique

Par la suite, la méthodologie proposée dans les parties précédentes sera examinée. Un bogie à deux essieux va rouler sur une voie ballastée. La figure 4 montre le schéma

du modèle de voie considérée. La vitesse de roulement est 50 km/h.

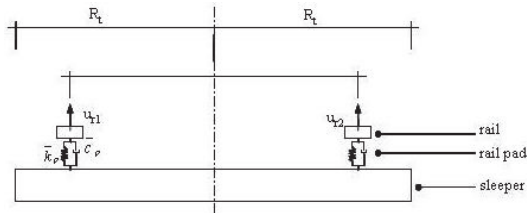


Figure 4. Schéma du modèle numérique de la voie

Les rails sont modélisés avec des éléments de poutre avec une rigidité de $EI = 6.42 \times 10^6 \text{ N.m}^2$ et une masse unité par longueur de $\rho A = 60 \text{ kg/m}$. Les fixations du rail sont modélisées comme des connexions continues ressort/amortisseur. La rigidité verticale de la fixation est égale à 216 MN/m et le coefficient d'amortissement est égal à 21.6 MNs/m. Les traverses ont été modélisées comme des masses rigides avec une masse de 500 kg et un moment d'inertie rotationnelle de 2100 kgm, placées avec un intervalle de 0.60 m. L'impédance du sol est modélisée par le modèle des éléments frontières.

Les figures suivantes présentent les résultats du calcul numérique où le niveau de la pression acoustique a été calculé à une distance de 8 m de la voie.

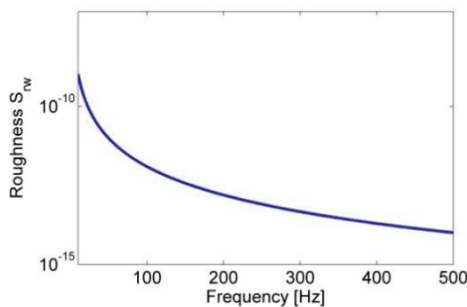


Figure 5. Rugosité rail/roue combinée

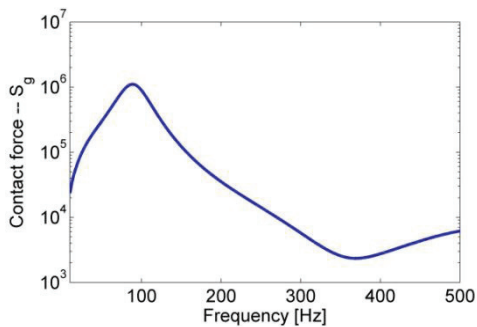


Figure 6. Force de contact

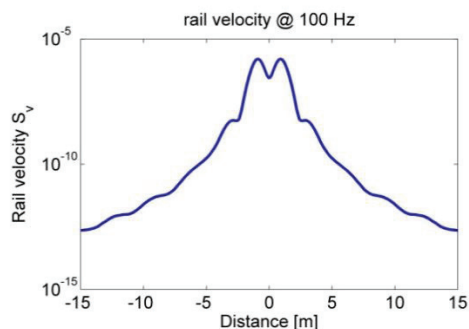


Figure 7. Niveau vibratoire au long du rail (dans les monopoles)

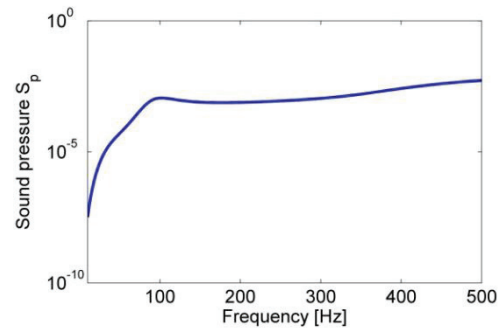


Figure 8. Niveau de la pression acoustique calculé à une distance de 8 m de la voie

5 Conclusion

Une méthode a été développée pour prédire les émissions de bruit de basse fréquence qui sont principalement rayonnées par les éléments de la voie. Cette méthode utilise des modèles déterministes sur base des éléments finis et la méthode des éléments de frontière. Un modèle numérique FE-BE a été utilisé pour l'évaluation des fonctions de transfert entre la réponse du rail au point de contact et la réponse du rail ou les traverses au niveau des monopoles. Dans le cadre du projet « QUIET-TRACK », une campagne de mesure in-situ sera réalisée afin de valider les résultats du modèle numérique proposé.

Remerciements

Les résultats présentés dans ce document ont été obtenus dans le cadre du projet QUIET-TRACK « Quiet tracks for sustainable railway infrastructure ». Ce projet est exécuté dans le cadre FP7 de la Commission Européenne.

Références

- [1] P. J. Remington and L. E. Wittig, Prediction of the effectiveness of noise control treatments in urban rail elevated structures, *Journal of the acoustical society of America* **78**, 2017-2033 (1985).
- [2] D. Thompson, Railway Noise and Vibration: mechanism, modeling and means, ELSEVIER, (2009).
- [3] F. L. Courtois, J. H. Thomas, F. Poisson, and J.-C. Pascal, Identification of the rail radiation using beamforming and a 2D array, *Proceeding of the conference Acoustics2012*, April (2012), Nantes, France.
- [4] The experimental validation of a numerical model for the prediction of railway induced vibrations, *Journal of sound and vibration* **297**, 512-535 (2006)
- [5] S. W. Rienstra and A. Hirschberg, An introduction of acoustics, (2013).