

## Détermination du torseur des excitations vibratoires d'un GMP d'autobus urbain

ERIC JEGO<sup>\*,\*\*</sup>; ALI EL HAFIDI<sup>\*</sup>; BRUNO MARTIN<sup>\*</sup>, PHILIPPE. LE NY<sup>\*\*</sup>

\* Laboratoire de Recherche en Mécanique et Acoustique

49, rue Melle Bourgeois ;

58000 Nevers

\*\* RATP, 30 Championnet, 75018 Paris

### 1- Introduction

Dans le domaine des transports, les niveaux vibratoires élevés ont des conséquences néfastes sur la santé des voyageurs et sur la durée de vie de certains organes de véhicules. En ce qui concerne le transport public urbain par autobus, des études [1,2] ont été effectuées pour prédire et réduire les niveaux vibratoires, mais la plupart de ces études concernent les excitations dues aux profils routiers.

Cependant, si on considère le trajet d'un autobus urbain sur une route à profil non dégradé, on remarque que les vibrations dues au Groupe Motopropulseur (GMP) sont prépondérantes. En effet, ce type de véhicule est 35% du temps arrêté (moteur au ralenti) et 60% du temps en accélération ou en décélération. Il est donc important de tenir compte des excitations dues au GMP dans le comportement vibratoire global d'un autobus de ville.

L'originalité de ce travail est l'utilisation d'une méthode semi- expérimentale pour la détermination du torseur (force et moment) des excitations vibratoires d'un GMP d'autobus urbain. Ce torseur est obtenu à partir des mesures des accélérations au niveau des plots de fixation du GMP au châssis de l'autobus.

Cette méthode, déjà appliquée sur des modèles numériques linéaires simples [3] servira pour une optimisation des effets du GMP sur le châssis dans le but de réduire les niveaux vibratoires ressentis par les voyageurs

A ce stade de l'étude, la convention de collaboration qui nous lie à nos partenaires industriels ne nous permet pas de communiquer l'intégralité des résultats obtenus.

### Etude théorique

Les forces et les moments d'excitation d'un GMP sont dus principalement aux efforts d'explosion internes et aux inerties des différentes pièces en mouvement. L'évaluation directe de cette source d'excitation, et plus particulièrement le moment de roulis, exige la connaissance des données spécifiques du GMP qui sont parfois difficiles à mesurer.

On considère donc le problème inverse pour évaluer le torseur d'excitation au niveau du GMP. La procédure consiste à mesurer des fonctions de réponses en fréquence aux niveaux des points d'attache des plots de fixation :

- avec le châssis aux points  $M_{iC}$ .
- avec le GMP aux points  $M_i$ .

voir figure 1

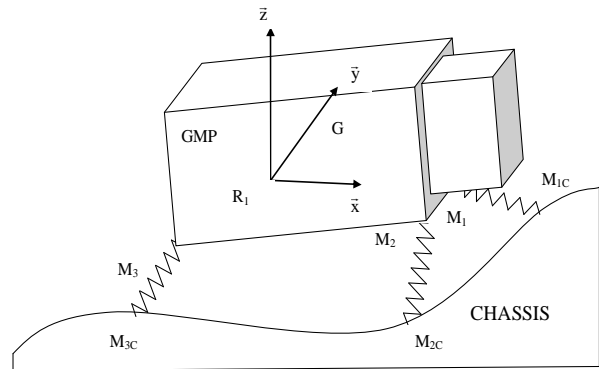


Figure 1- Modélisation d'un GMP sur ses plots.

Si on considère les hypothèses suivantes:

- le GMP est un solide indéformable fixé aux plots élastiques
- le GMP a des petits mouvements autour de sa position d'équilibre
- le mouvement du GMP est harmonique

On montre que l'équation qui décrit son comportement dynamique peut se mettre sous la forme :

$$([\mathbf{K}] - \omega^2[\mathbf{M}])\{\mathbf{Z}\} = \{\mathbf{F}_{e\_ \Delta Mic}\} + \{\mathbf{F}_{eo}\} \quad (1)$$

Dans cette équation :

$\{\mathbf{Z}\}$  représente les amplitudes complexes des vibrations suivant les six degrés de liberté du centre de gravité G du GMP exprimées dans un repère fixe  $R_1$ .

$$\{\mathbf{Z}\} = \{X, Y, Z, \Theta_1, \Theta_2, \Theta_3\}^T$$

$[\mathbf{K}]$  est la matrice de raideur qui dépend de la disposition des plots élastiques et de leurs raideurs complexes.

$$[\mathbf{K}] = \sum_{\text{plots}} \begin{pmatrix} [k_i] & [k_i][H_i] \\ [H_i]^T \cdot [k_i] & [H_i]^T \cdot [k_i][H_i] \end{pmatrix}; \mathbf{K} \in \mathbb{C}^{6 \times 6}$$

La matrice  $[H_i]$  dépend de la position du point d'attache  $M_i$  du GMP avec le plot  $i$ ; la matrice  $[k_i]$  contient la raideur complexe du plot  $i$ .

$[\mathbf{M}]$  est la matrice de masse qui est formée de la masse  $m$  et du tenseur d'inertie  $[I_G]$  du GMP exprimé au centre de gravité G.  $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$

$$[\mathbf{M}] = \begin{pmatrix} m \cdot [\mathbf{I}] & 0 \\ 0 & [I_G] \end{pmatrix} \in \mathbb{R}^{6 \times 6};$$

$[\mathbf{I}] \in \mathbb{R}^{6 \times 6}$  est la matrice unitaire.

$\{F_{e\_ΔMic}\}$  représente la force induite par le mouvement du châssis.

$$\{F_{e\_ΔMic}\} = \sum_{i=1}^{n_p} \begin{pmatrix} [k_i] \\ [H_i]^T \cdot [k_i] \\ 0 \end{pmatrix} \cdot \{\Delta M_{iC}\}$$

$n_p$  étant le nombre de plots élastiques.

$$\{F_{eo}\} = \begin{Bmatrix} \{F_{GMP}\} \\ \{M_{GMP}\} \end{Bmatrix}$$

$\{F_{GMP}\}$  et  $\{M_{GMP}\}$  représentent les forces et les moments exercés sur le GMP. Ils résultent:

- des explosions des gaz dans le cylindre: Les pressions sont très importantes puisqu'elles sont de l'ordre de 1600 Bars.
- des efforts inertiels de masses alternatives: On considère classiquement que ces masses alternatives sont celles de l'ensemble piston- axe de piston - segments auquel s'ajoute une partie de la masse de la bielle.
- des efforts inertiels des masses rotatives dues à une partie des masses des bielles.

Ainsi l'équation (1) permet de relier le mouvement généralisé du centre de gravité du GMP  $\{Z\}$  par rapport à un repère fixe  $R_1$  aux forces d'excitation  $\{F_{GMP}\}$  et  $\{M_{GMP}\}$  provoquées par les forces d'explosion, le mouvement des masses mobiles et le mouvement du châssis.

Cette relation fait intervenir la matrice masse du GMP et la matrice raideurs des plots de fixation.

### Problème inverse

L'équation (1) permet de retrouver la force d'excitation au niveau du GMP

$$\{F_{eo}\} = -\{F_{e/ΔMic}\} + ([K] - \omega^2[M])\{Z\} \quad (2)$$

Les matrices  $[K]$  et  $[M]$  sont généralement accessibles par des mesures simples[4,5].

L'action du châssis sur le GMP représentée par la force  $\{F_{e\_ΔMic}\}$  est facilement déterminée par la connaissance des mouvements des points  $M_{iC}$ .

Le mouvement du centre de gravité  $\{Z\}$  n'est pas facilement accessible. Pour le déterminer, on utilise les déplacements des points d'attache  $M_i$  du GMP avec les plots  $i$  regroupés dans le vecteur  $\{\Delta M_i\}$ . Si  $n_p$  désigne le nombre de plots,  $\{\Delta M_i\}$  est un vecteur de  $3 \times n_p$  éléments.

On montre que les 6 composantes du vecteur déplacement  $\{Z\}$  du centre de gravité  $G$  et les  $n_p \times 3$  composantes des points d'attache  $M_i$  sont liées par :

$$\{\Delta M_i\} = [A]\{Z\} \quad (3)$$

05/03/2007

$[A]$  est une matrice rectangulaire qui dépend des positions des points  $M_i$ .

Pour résoudre ce problème sur-déterminé de 6 inconnues complexes et de  $3 \times n_p$  équations, on emploie la méthode des moindres carrés qui utilise la pseudo inverse de la matrice  $[A]$  définie par :

$$[A]^+ = [A]^T \cdot [A]^{-1} \cdot [A]^T$$

$\{Z\}$  est donc donné par :

$$\{Z\} = [A]^+ \cdot \{\Delta M_i\} \quad (4)$$

On obtient donc la force généralisée d'excitation du GMP en utilisant (2) et (4).

$$\{F_{eo}\} = -\{F_{e\_ΔMic}\} + ([K] - \omega^2[M])[A]^+ \cdot \{\Delta M_i\} \quad (5)$$

### Etude expérimentale

L'étude expérimentale a été réalisée sur un Autobus Irisbus Agora Line exploité par la RATP doté d'un moteur IVECO F2B penché et d'une boîte automatique ZF. Ces moteurs sont pourvus de six cylindres en lignes et sont fixés au châssis par l'intermédiaire de  $n_p=3$  plots. les excitations principales qui proviennent des efforts d'explosions et inertiels apparaissent à une fréquence 3 fois supérieure à celle de la rotation du moteur. En effet ce type de moteur génère 3 explosions par tour



Figure 2 – Autobus Agora Line en préparation pour les essais vibratoires



Figure 3- Moteur Iveco

Une chaîne d'acquisition LMS de 20 voies a été utilisée pour les mesures des accélérations en temps réel dans les 3 directions des points  $M_i$  et  $M_{ic}$ .

L'équation (5) a été utilisée pour déterminer les efforts  $\{F_{eo}\}$  sur le GMP.

Plusieurs séries de mesures ont été réalisées pour différentes vitesses et différents couples à la roue. Toutes ces mesures ont été réalisées sur un banc de puissance pour s'affranchir des perturbations dues au profil de la route et pouvoir observer le comportement des plots dans les conditions normales de fonctionnement de l'autobus.

Les déplacements  $\{\Delta M_i\}$  et  $\{\Delta M_{ic}\}$  sont déduits des mesures des accélérations des points  $M_i$  et  $M_{ic}$ .

### Résultats expérimentaux

La figure 4 donne l'amplitude de l'accélération suivant z du point  $M_{1i}$  pour une vitesse de 25 km/h. On constate comme spécifié auparavant que l'harmonique 3N est dominant (rotation du moteur : 1180 tours/min). On constate également que le plot 3 est peu sollicité dynamiquement puisqu'il ne reprend pratiquement pas de couple de roulis. En effet, les plots 1 et 2 sont placés de part et d'autre du GMP (pour la reprise du couple statique et dynamique) tandis que le plot 3 se trouve à l'arrière (côté distribution) et est proche de l'axe du vilebrequin.

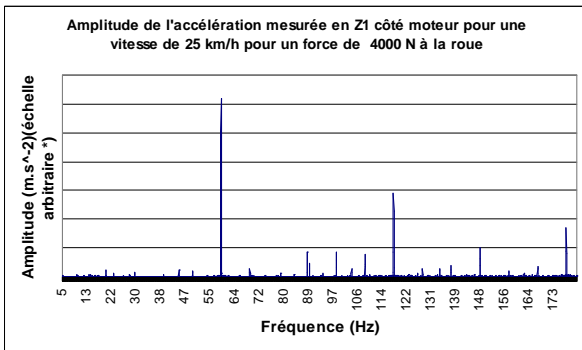


Figure 4

La figure 5 donne l'amplitude des vibrations des 3 points d'attache coté GMP. On constate que les vibrations suivant la direction verticale est prédominante.

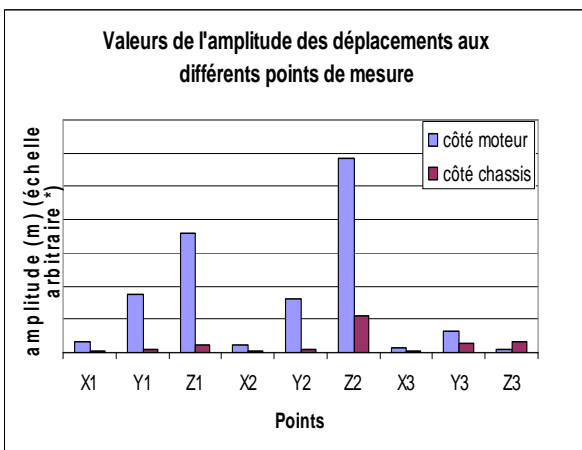


Figure 5

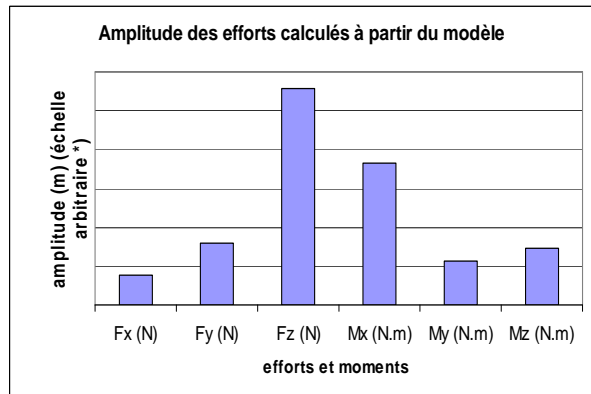


Figure 6

La figure 6 représente les 6 composantes du torseur d'excitation sur le GMP évaluées à partir de la formulation de l'équation (6). On constate que les composantes dominantes sont :

- la composante de la force suivant la direction verticale z.
- la composante du moment autour de l'axe x qui est l'axe du vilebrequin.

La présence de ces composantes est en accord avec la réalité (couple de roulis et composante z des explosions). Toutefois, dans la mesure où le moteur est en position penchée, la raison de l'absence de la composante transversale des explosions ( $F_y$ ) est actuellement en cours d'étude.

### Conclusion et perspectives

Le modèle présenté ci-dessus nous permettra de retrouver les composantes du torseur d'excitation appliqué sur le GMP. La suite des travaux s'appuiera sur ce modèle pour optimiser l'action du GMP sur le châssis afin de réduire les vibrations ressenties par les passagers.

### Références

[1] Eriksson Peter., "Ride comfort optimisation of buses", Thesis of Chalmers University of Technology, Department of Structural Mechanics, 2002.  
 [2] Van asperen F., Besselink I., "Numerical Optimization of the Linear Dynamic Behaviour of Commercial Vehicles", Vehicle system Dynamics, 1994, Vol 23, pp.53-70.  
 [3] S. Tao, G. R. Liu, and K. Y. Lam ; « Excitation force identification of an engine with velocity data at mounting points »; Journal of Sound and vibration (2001) 242(2), 321-31  
 [4] Jego ; A. El hafidi, B. Martin, «Validation of a method for determining the centre of gravity of a city bus engine using stereoscopy »; 4e congrès Confort Automobile Acoustique et Vibratoire 15-16 novembre 2006, Le Mans.  
 [5] Schedlinski C., Link M., « a survey of current inertia parameter identification methods », Mechanical Systems and Signal Processing, 15(1), pp189-211, 2001