

Identification par calcul des sources moteur et impact sur la qualité sonore

Victor Bao,
RENAULT,
Direction de la mécanique,
67, rue des Bons Raisins,
92500 Rueil-Malmaison,
e-mail : victor.bao@renault.com

La réduction du bruit des véhicules est une attente importante des clients automobile. Un faible niveau de bruit mais également une meilleure qualité sonore sont les deux critères à prendre en compte pour rendre un véhicule plus acceptable pour les passagers. C'est pourquoi, il est important de prévoir l'influence, sur les NVH, d'un nouveau projet, aussi tôt que possible dans la mise au point d'un groupe motopropulseur (GMP). Dans cet article, une description de la procédure et de l'analyse de simulation des NVH est présentée. Cette présentation souligne la procédure qui permet de calculer les vibrations et les bruits aériens de la structure du GMP dans les conditions de fonctionnement, et donne une solution pour corrélérer les résultats de calcul avec les effets subjectifs. La recherche qui utilise une nouvelle méthode de calcul, a identifié un mécanisme d'excitation pour les vibrations du GMP. L'article montre les simulations qui ont identifié et classifié la contribution de la rigidité du groupe motopropulseur, de la dynamique du volant moteur et de la rigidité du bas moteur sur la qualité sonore du véhicule. Enfin, l'article montre le potentiel et le rôle des recommandations des NVH sur le processus de calcul du GMP.

The noise of passenger cars has to be decreased even further according to customer requirements. A lower sound level, but also a better sound quality are both aims to achieve to make the noise acceptable to passengers. It is thus desirable to predict the influence of design features on NVH as early as possible in the powertrain development plan. In this paper, a description of a NVH simulation procedure and analysis is proposed, usable in the first powertrain design and concept phase. The paper outlines the procedure to predict the powertrain structural vibrations and airborne noise, under running conditions, and gives an approach to associate the calculated results with subjective effects. The investigation, which use a new analysis method, has identified an excitation mechanism for the powertrain vibration. The paper shows simulations which identify and classify the contributions of powertrain stiffness, flywheel dynamics and engine bottom end stiffness to vehicle sound quality. Lastly, the paper shows the potentiality and the role of NVH recommendations in the powertrain design process.

La prestation acoustique devient une des préoccupations majeures lors de la conception des nouveaux projets moteurs. Cette prestation reste une attente forte du client automobile, notamment dans le cas du moteur diesel. Afin de répondre à cette attente et de concevoir un produit de qualité dès le premier prototype, les démarches analytiques basées sur les calculs éléments finis sont utilisées dans les phases de conception du projet moteur. L'optimisation vibro-acoustique des groupes moto-propulseurs est axée sur deux types de voies d'amélioration :

- la réduction des vibrations moteur aux points de fixation au véhicule (amélioration de la voie solidienne).
- la réduction du rayonnement moteur (amélioration de la voie aérienne).

La bande de fréquences d'étude est décomposée en trois parties :

- basses fréquences [0-200 Hz] zone de bourdonnement
- moyennes fréquences [200-300 Hz] et [300-1000 Hz] respectivement grondement moteur et présence moteur
- hautes fréquences > 1000 Hz

Nous limiterons les travaux décrits dans cet article à l'étude du comportement du groupe motopropulseur 4 cylindres diesel,

dans la bande de fréquence 200-1000 Hz. En effet, il s'agit du domaine fréquentiel dans lequel on trouve les plus fortes interactions entre les fréquences d'excitations moteur et les fréquences propres de la structure moteur, ce qui constitue une source de modulation du bruit et de dégradation de la qualité sonore : impression de rugosité.

Nous utiliserons donc dans le processus de calcul des moyens permettant de calculer, à partir des vibrations ou du rayonnement calculés sur le groupe moto-propulseur (GMP), les critères de qualité sonore associés (rugosité). Ces critères permettront de donner un jugement qualitatif afin de compléter nos critères actuels qui portent essentiellement sur le niveau sonore.

De nouvelles méthodes numériques ont également été utilisées afin de réduire les temps de calculs notamment pour les calculs de rayonnement.

Processus de calcul acoustique Renault

L'optimisation des pièces mécaniques moteur débute avec l'exploitation des premiers dessins réalisés par CAO dans les bureaux d'études. Les maquettes numériques effectuées sont utilisées pour réaliser des modèles éléments finis. Chaque

pièce du GMP est ainsi calculée, et optimisée séparément, à l'aide de critères dynamiques tels que les fréquences propres, les raideurs dynamiques, et également les fonctions de réponse en fréquence.

Les premiers prototypes représentatifs vont servir à effectuer des essais (fonctions de transferts, analyse modale expérimentale) permettant de recalibrer chaque pièce ou sous-ensemble modélisé.

Le GMP dans sa totalité est ainsi modélisé par éléments finis ; les différentes parties sont assemblées au fur et à mesure des études. Le modèle ainsi constitué est destiné aux calculs vibro-acoustiques d'optimisation et de prédiction. La réactivité du calcul doit permettre des boucles courtes d'optimisation. Afin de limiter les temps de calcul, et de faciliter la variation de paramètres tels que la rigidité ou la masse, la modélisation choisie est de type « maillage mixte » (coques/volumes).

Modèles numériques GMP

Dans un premier temps, le travail de modélisation va consister à réaliser directement à partir de maquettes CAO un maillage structure « mixte » de chaque pièce du GMP : des éléments finis de différents types sont utilisés.

Les plaques minces (éléments quadrangles ou triangles linéaires) vont permettre de simuler les parois ainsi que les nervures. Les éléments solides (hexaèdres linéaires) représentent les zones massives, ainsi que les points d'entrée des efforts dynamiques (paliers, points de fixations). Les tailles des éléments doivent être compatibles avec les phénomènes vibratoires étudiés (en moyenne autour de 10 mm).

De nombreux autres types d'éléments sont utilisés : éléments rigides ou ressorts pour les liaisons entre pièces, poutres et masses ponctuelles pour les arbres de boîte de vitesses. Tous les composants du GMP influant sur le comportement vibro-acoustique sont intégrés dans le modèle : outre le bloc moteur, la culasse, la boîte de vitesses, on assemble également les accessoires tels que l'alternateur, le démarreur, la pompe à injection common_rail, les éléments de la face échappement et de la face admission, les suspensions du GMP, ainsi que, dans certains cas, les transmissions latérales (fig. 1).

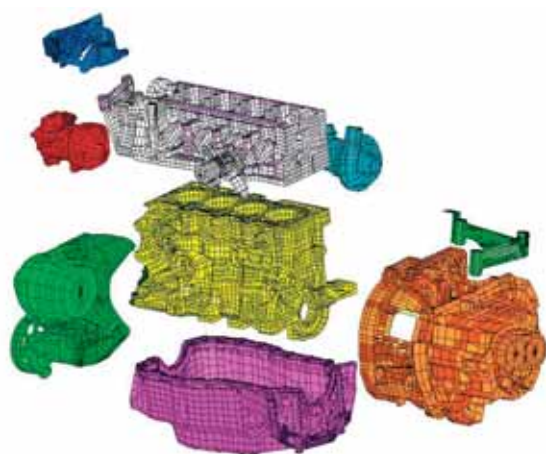


Fig. 1 : Modèle éléments finis

Un bilan complet des masses, des inerties et du centre de gravité est effectué ; de ce dernier recalage va dépendre la bonne prédictivité du modèle.

Pour effectuer des calculs de rayonnement, un modèle spécifique doit être mis en œuvre. Il s'agit d'un maillage plaque fermé (triangles ou quadrangles linéaires), s'appuyant sur le maillage structure précédent, mais avec une taille d'éléments plus élevée, de l'ordre de 20 mm, suffisante pour analyser des bandes de fréquence de 0-3000 Hz (fig. 2). Ces modèles sont réalisés pour les pièces participant au rayonnement du GMP.



Fig. 2 : Modèle BEM acoustique

Calculs de réponse forcée GMP

Le modèle structure est utilisé pour effectuer des calculs de réponse forcée simulant le fonctionnement du moteur lors d'une montée en régime, et ainsi permettre de connaître les niveaux vibratoires en n'importe quel point du GMP, notamment aux différents points d'ancrage sur la caisse. Plusieurs efforts vont être appliqués sur le GMP : forces des pistons sur les fûts du carter cylindre (F2), pression dans les chambres de combustion (P), efforts transmis par le vilebrequin au niveau des paliers du bas moteur (F1) (fig. 3). Ces efforts prennent en compte l'élasticité du vilebrequin ainsi que les jeux des paliers (fig. 4).

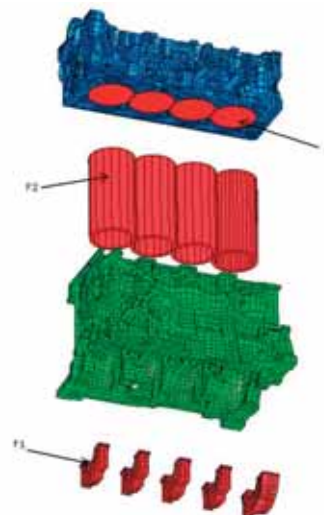


Fig. 3 : Excitations internes prises en compte

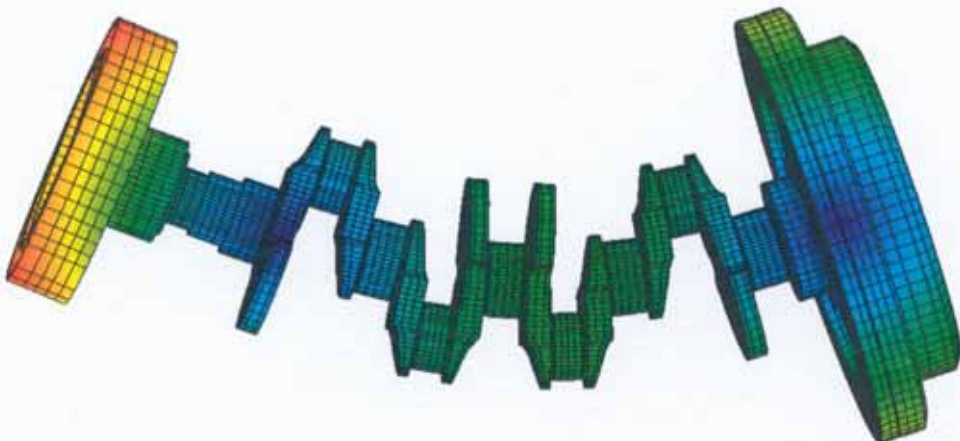


Fig. 4 : Mode propre vilebrequin

Comparaison calcul/mesure

Les courbes ci-dessous (fig. 5) présentent un exemple de comparatif calcul/mesure pour une montée en régime pleine charge. Les accélérations sont mesurées dans les trois directions à l'aide de capteurs triaxes au niveau des points de suspension (support boîte de vitesses dans le cas présenté). Les écarts sont faibles sur l'ensemble de la montée en régime pour l'octave 250 Hz sur le support de boîte de vitesses, qui représente une des sources principale du bruit intérieur habitacle dans cette octave. Notons que cette corrélation calcul/mesure sur l'octave 250 Hz est essentiellement pilotée par la position des modes de GMP et de vilebrequin/volant, les modèles numériques ont donc été recalés dans ce sens.

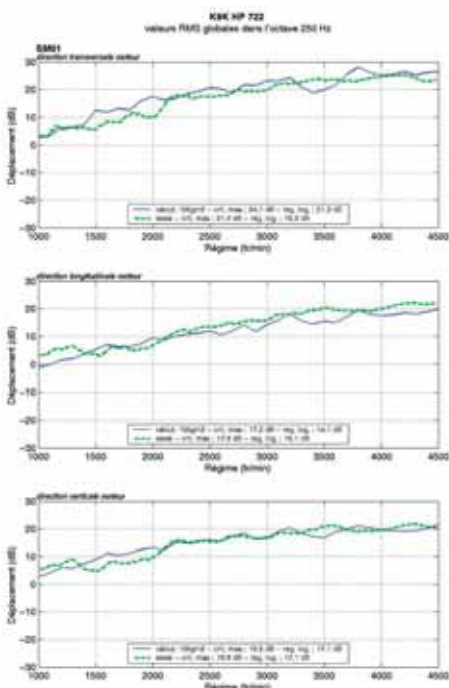


Fig. 5 : Comparatif calcul-mesures des vibrations du support boîte de vitesses (octave 250 Hz)

Rayonnement acoustique GMP

Les calculs de rayonnement (BEM) sont réalisés à la suite des calculs de réponse forcée, à partir des vitesses calculées aux nœuds des modèles structure, sur la bande de fréquence [0-1000 Hz]. Afin d'améliorer les temps de calcul, nous avons introduit une nouvelle méthode de calcul BEM dans le domaine temporel. Des tests comparatifs ont permis de démontrer que l'approche temporelle est environ 10 fois plus rapide que l'approche fréquentielle classique. Cette différence augmente en fonction de la taille du modèle et du nombre de fréquences à calculer. D'autres méthodologies de calcul sont actuellement disponibles, tels que les méthodes des «vecteurs de transfert acoustiques» permettant des gains en temps de calcul encore plus importants.

Ce type de méthode apparaît particulièrement efficace lorsque l'on souhaite réaliser une étude acoustique sur un large domaine fréquentiel et pour toute une montée en régime. Dans notre cas, nous étudions l'évolution de la pression acoustique générée par un moteur sur une montée en régime avec un pas de régime de 100 tr/min (pour un diesel 0-4500 tr/min, soit 45 cas de calcul).

Qualité sonore

Nous traitons ici de la qualité sonore lors des montées en régime en pleine charge d'un moteur diesel 4 cylindres en ligne. Dans ce type de conditions, la qualité sonore du moteur est grande partie due au niveau de bourdonnement (lié à la définition technique de l'attelage mobile : masse des pistons, longueur bielle...), ainsi qu'au niveau et à la modulation des harmoniques supérieurs à H2 (lié à l'élasticité des structures et par conséquent aux couplages vilebrequin/GMP). Le bourdonnement est en général traité par l'utilisation d'arbres d'équilibrages permettant de supprimer l'harmonique 2 et cela dans le domaine de fréquence [0 - 200 Hz]. Le bruit généré par les harmoniques supérieurs au H2 (pairs, impairs ou fractionnaires) est jusqu'à présent contrôlé par le niveau enveloppe, sans prendre en compte l'aspect modulation et qualité sonore. Nous introduisons donc ici un critère, permettant de qualifier, à partir de la phase de conception,

les optimisations du GMP sous l'aspect qualité sonore. Le critère psycho-acoustique choisi est la « rugosité », qui décrit la modulation fréquentielle générée essentiellement par les couplages entre la structure fixe (GMP) et la structure mobile (vilebrequin/volant moteur) lors des conditions de fonctionnement moteur. L'outil utilisé pour l'évaluation de ce critère est ARTEMIS (logiciel de la société Head Acoustics). Le critère est utilisé sur le bruit émis par rayonnement, calculé par la méthode BEM à proximité des parois du moteur, ou sur le bruit recomposé à l'intérieur de l'habitacle véhicule aux oreilles du conducteur. La recombinaison du bruit à l'oreille du conducteur est réalisée en collaboration avec le service synthèse acoustique véhicule, en utilisant les fonctions de transfert mesurées entre le compartiment moteur et l'habitacle véhicule.

Transmission solidienne

Si l'on considère un GMP infiniment rigide, avec un vilebrequin infiniment raide (c'est-à-dire qui ne comporte aucun mode de déformation), on observe uniquement la contribution des harmoniques pairs sur les points d'entrée caisse, principalement les harmoniques H2 et H4 (fig. 6).

L'introduction de l'élasticité du vilebrequin (et du volant moteur) génère quant à elle, des harmoniques impairs et fractionnaires, essentiellement dans une bande de fréquence 200-300 Hz, dues aux premiers modes de flexion de l'ensemble vilebrequin - volant (fig. 7).

L'élasticité du GMP ajoute des couplages avec les modes de déformation de la ligne d'arbre (vilebrequin et volant moteur), ce qui amplifie les niveaux vibratoires, sous la forme d'harmoniques pairs, impairs et fractionnaires (fig. 8).

Exemples d'application

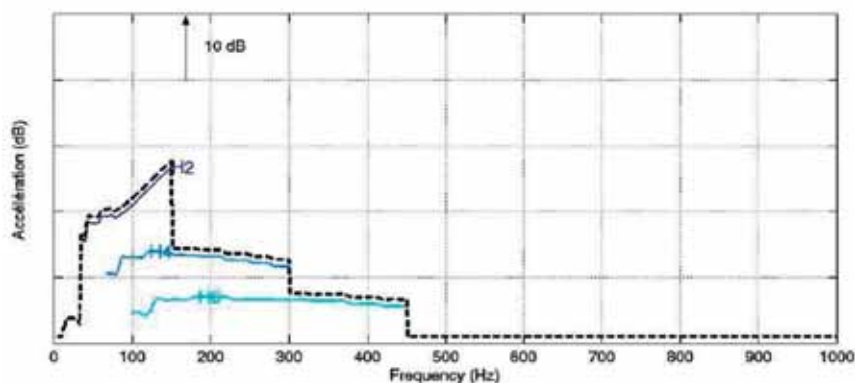


Fig. 6 : Vibrations suspension boîte de vitesses GMP rigide et vilebrequin rigide (direction Z)

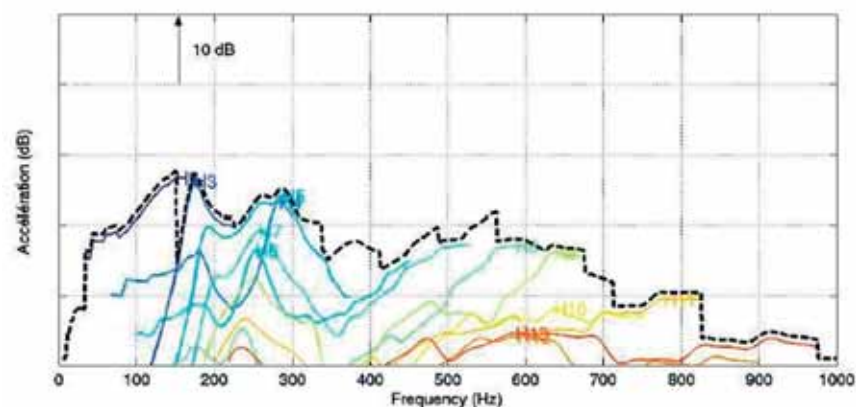


Fig. 7 : Vibrations suspension boîte de vitesses GMP rigide et vilebrequin élastique (direction Z)

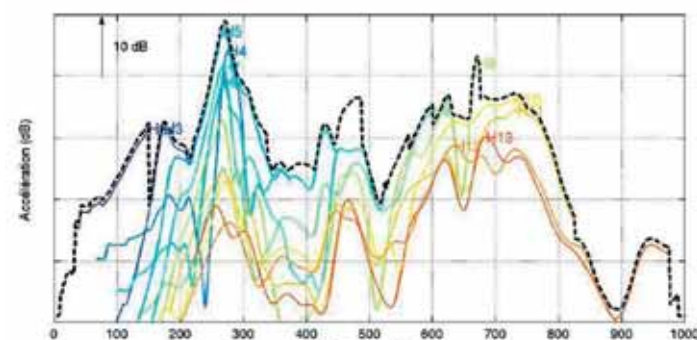


Fig. 8 : Vibrations suspension boîte de vitesses GMP élastique et vilebrequin élastique (direction Z)

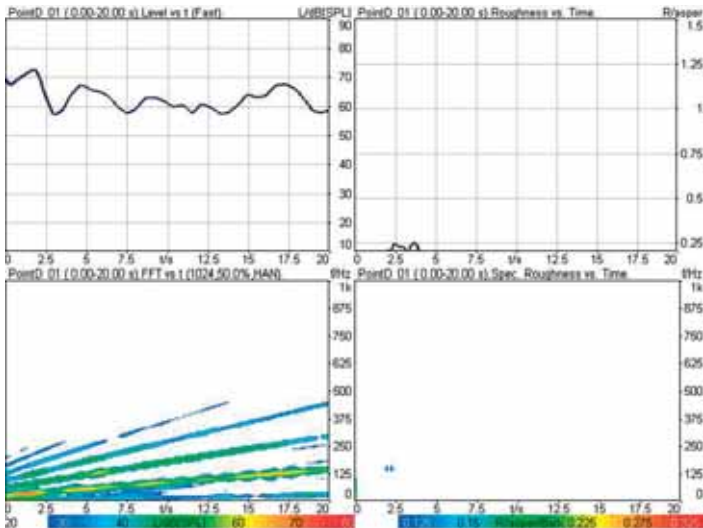


Fig. 9 : Bruit intérieur et rugosité, GMP et vilebrequin infiniment raides

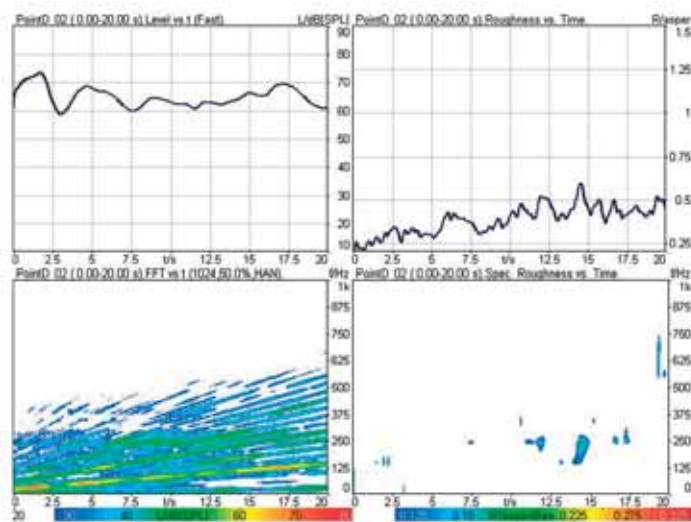


Fig. 10 : Bruit intérieur et rugosité, GMP infiniment raide et vilebrequin souple

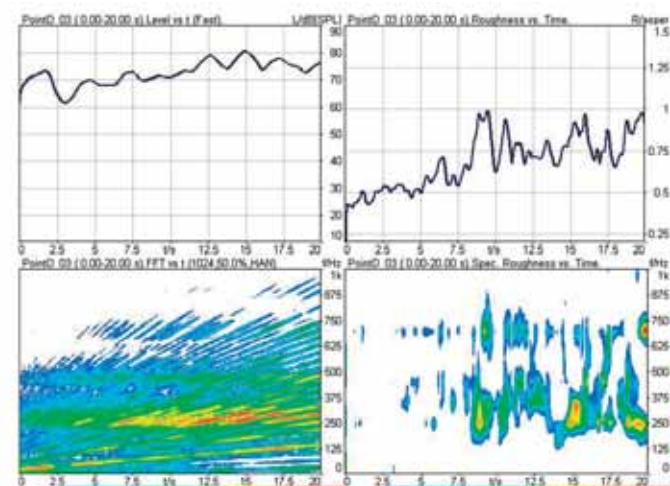


Fig. 11 : Bruit intérieur et rugosité, GMP et vilebrequin souples

Les phénomènes de modulation fréquentielle se retrouvent sur des critères de qualité sonore, tels que la rugosité. Les figures 9, 10 et 11 présentent sur la partie droite, le niveau enveloppe et le sonagramme du bruit intérieur, et sur la partie

gauche le niveau enveloppe et le sonagramme de la rugosité. Celle-ci devient maximale dans l'octave 250 Hz dans le cas où la structure et le vilebrequin sont élastiques.



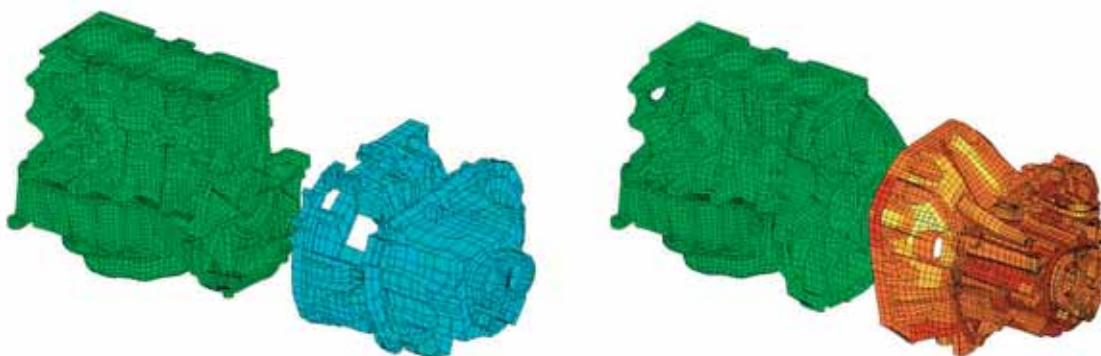


Fig. 12 : Petite et grande face d'accouplement entre moteur et boîte de vitesses

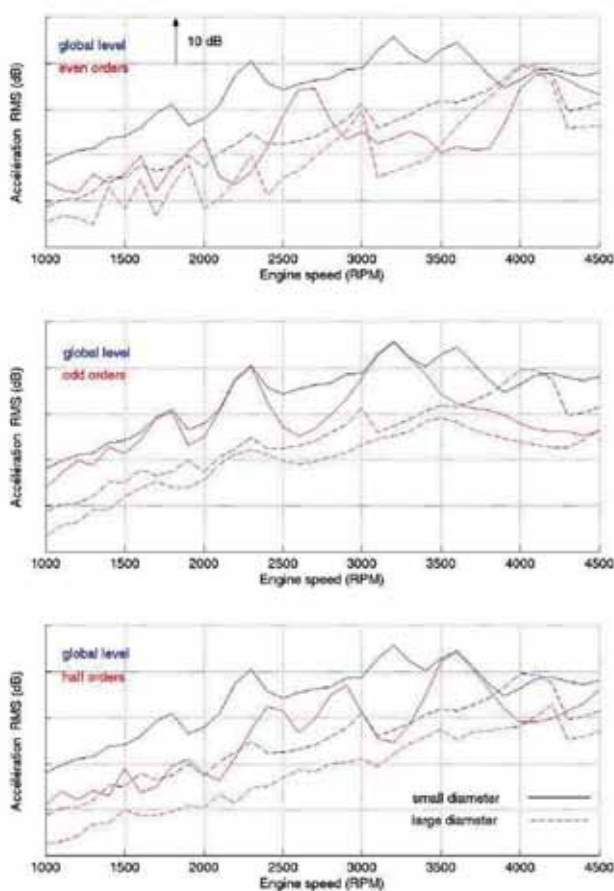


Fig. 13 : Vibration suspension boîte de vitesse sur l'octave 250 Hz en grande face et petite face d'accouplement moteur décomposé par type d'harmoniques

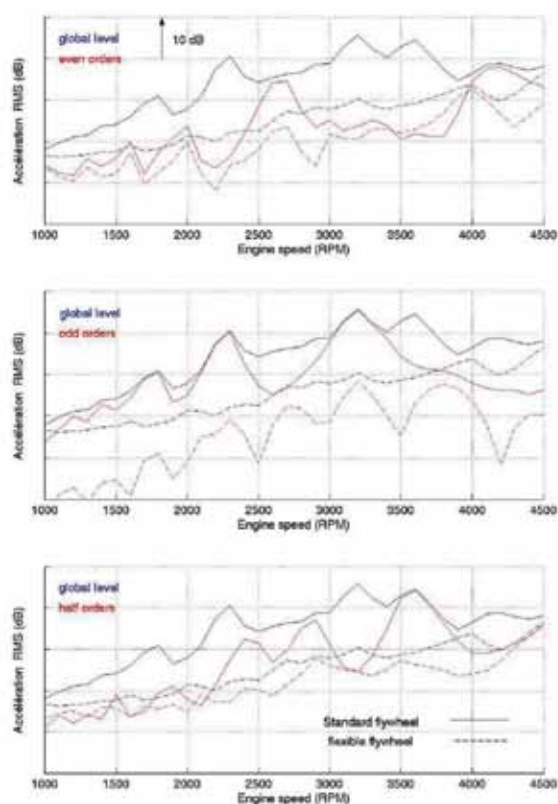


Fig. 14 : Vibration suspension boîte de vitesses sur l'octave 250 Hz, en volant rigide et volant souple décomposé par type d'harmoniques

À partir de ce constat, on peut orienter l'amélioration du niveau et de la qualité sonore dans l'habitacle, en travaillant d'une part la raideur de la structure, et d'autre part l'excitation introduite par les modes de déformation de l'ensemble volant plus vilebrequin. Les études présentées ici ont eu pour objectif d'éviter le couplage généré par la coïncidence de modes globaux de GMP, avec ceux de l'attelage mobile du moteur.

Amélioration de la raideur du GMP

L'évolution proposée pour placer les modes globaux du GMP au-delà de la bande de fréquence 200-300 Hz, correspondant

à une excitation interne maximale, est d'augmenter le diamètre de la face d'accouplement entre la boîte de vitesses et le moteur, et donc l'inertie en flexion et torsion de l'ensemble fig. 12. La figure 13 montre les gains obtenus sur les niveaux vibratoires grâce à l'adoption d'une grande face d'accouplement. Les niveaux de la bande d'octave centrée sur 250 Hz, se trouvent fortement diminués. On peut constater la forte baisse de la contribution des harmoniques impairs et fractionnaires, par rapport aux harmoniques pairs. On peut également vérifier le gain en qualité sonore sur les courbes de «rugosité» à l'intérieur du véhicule sur la fig. 15.

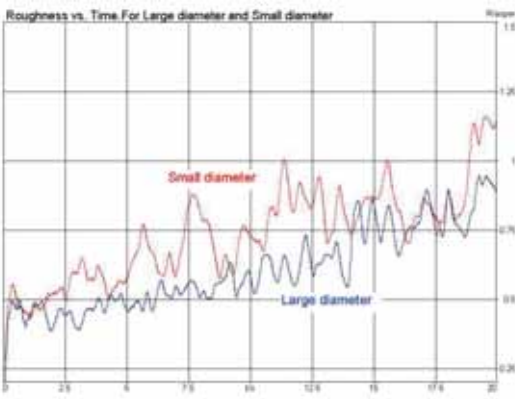


Fig. 15 : Rugosité vs time en petite et grande face

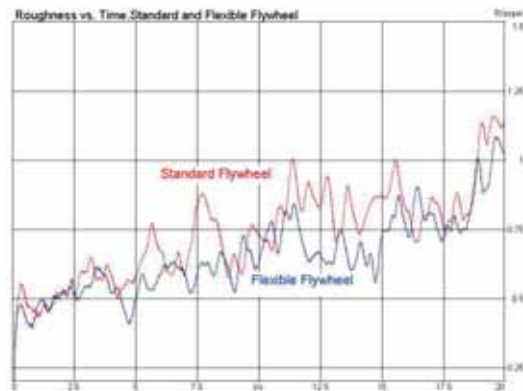


Fig. 16 : Rugosité vs time entre volant moteur souple et volant moteur rigide

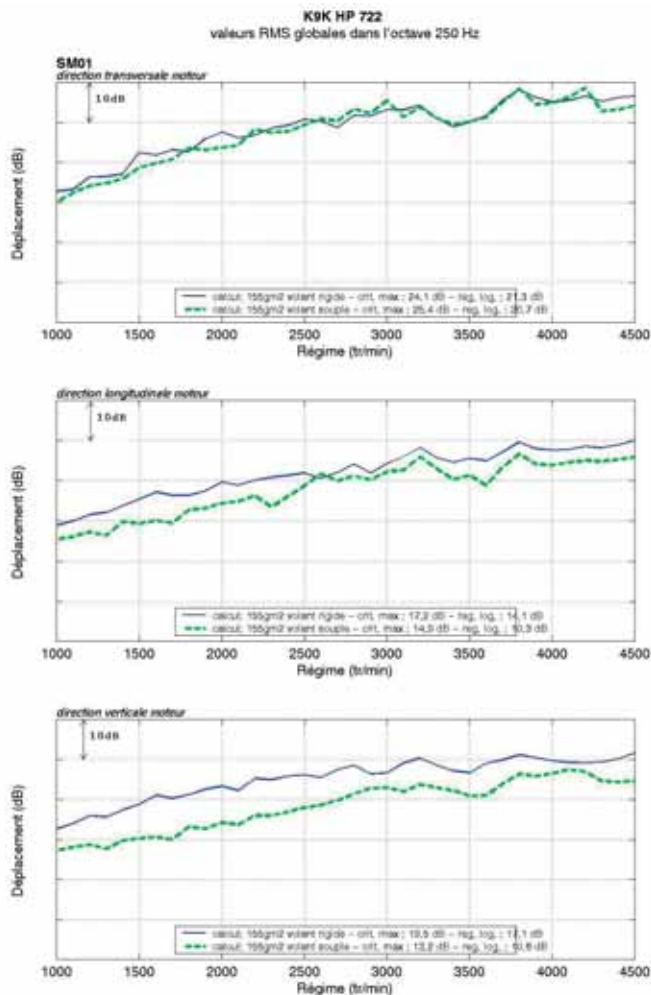


Fig. 17 : Comparatif calcul des vibrations du support boîte de vitesses avec volant rigide et volant souple (octave 250 Hz)

Modification de l'excitation interne moteur

La solution qui a été simulée est l'adoption d'un volant souple, dont le premier mode propre de flexion est situé bien en-dessous de la bande de fréquence des modes de GMP (autour de 100 Hz). La figure 14 permet d'observer d'une part le

gain en niveau vibratoire global, de l'ordre de 10 dB sur l'octave 250 Hz, et d'autre part la diminution de la contribution des harmoniques impaires et fractionnaires. On peut également vérifier le gain en qualité sonore sur les courbes de «rugosité» à l'intérieur du véhicule sur la fig. 16.

Nous précisons que les calculs du critère «rugosité» ont été réalisés dans le domaine temporel, pour une montée en régime de 1 000 tr/min à 4 500 tr/min d'une durée de 20 secondes.

La version avec la grande face d'accouplement moteur/boîte de vitesses et volant souple, génèrent en moyenne des gains significatifs en rugosité sur toute la montée en régime..

Les essais réalisés sur les premiers prototypes de volant souple ont permis de confirmer les calculs réalisés. Les deux figures 17 et 18 présentées ci-dessous montrent les comparatifs en vibration de la suspension boîte de vitesses avec volant rigide et volant souple, ainsi que le bruit associé fig. 19, à l'oreille du conducteur, traité avec le critère rugosité.

D'autres modifications telles que la raideur des suspensions, les jeux de la ligne vilebrequin, la combustion, constituent des voies d'amélioration très importantes de la qualité sonore que nous ne développerons ici.

Transmission aérienne

L'optimisation du rayonnement du groupe moto-propulseur est réalisée lors des phases amont, en améliorant essentiellement la rigidité des pièces structurantes du moteur : carter d'huile moteur, carter cylindres, culasse, boîte de vitesse. Dans le domaine fréquentiel [200-1 000 Hz] le carter d'huile et le carter cylindres, sont parmi les sources les plus

rayonnantes du moteur.

Trois structures influençant le rayonnement du bas moteur ont été comparées :

- structure initiale : carter d'huile aluminium (Structure A fig. 20)

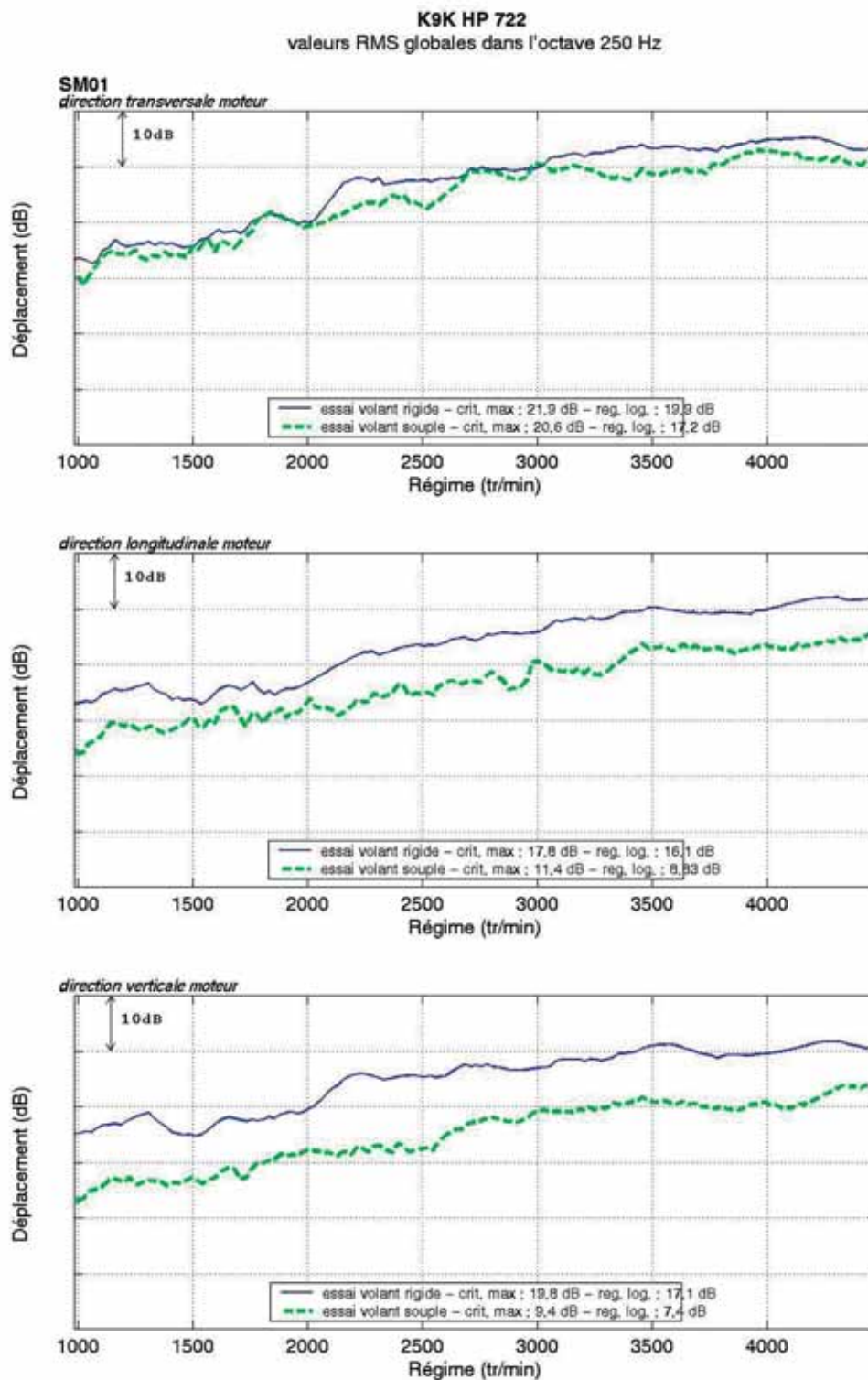
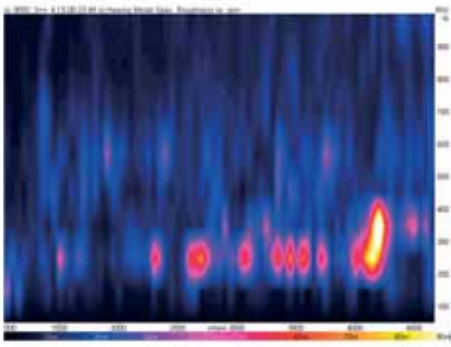


Fig. 18 : Comparatif mesure des vibrations du support boîte de vitesses avec volant rigide et volant souple (octave 250 Hz)

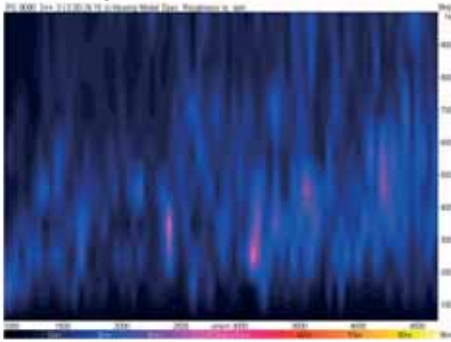
- semelle moteur (ladder frame) associée à un carter d'huile en tôle MPM (Structure B, fig. 21)
- carter chapeau (bedplate) associée à un carter d'huile en tôle MPM (Structure C, fig. 22)

Les calculs ont été réalisés sur l'intervalle fréquentiel [0-1 000 Hz], dans les mêmes conditions de fonctionnement

moteur utilisées pour l'étude précédente. L'analyse du niveau de la pression acoustique rayonnée à proximité du moteur, permet de constater la différence entre la structure avec carter d'huile et les deux structures avec semelle et carter chapeaux (fig. 23). L'analyse du critère «rugosité» associé à la pression calculée, nous permet de mieux visualiser les gains, à moyen et haut régime, entre les trois structures (fig. 24,



Volant rigide



Volant souple

Fig. 19 : Comparatif volant rigide - volant souple en critère rugosité pour le bruit mesuré à l'intérieur du véhicule



Fig. 22 : structure C

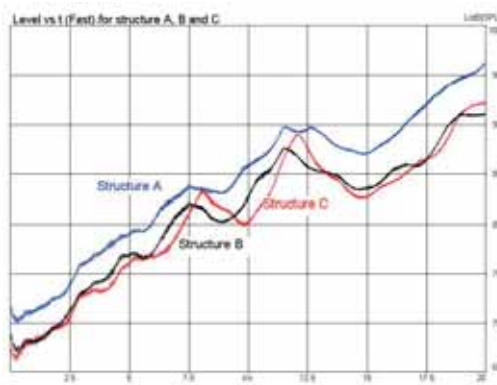


Fig. 23 : Pression acoustique calculée pour les structures A, B et C



Fig. 20 : structure A

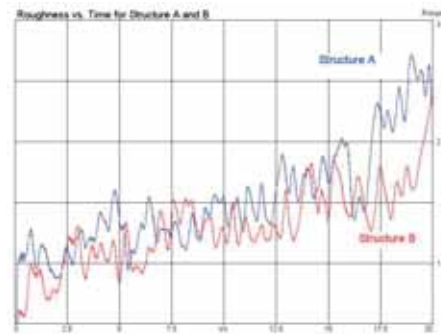


Fig. 24 : Rugosité associée aux structures A and B



Fig. 21 : structure B

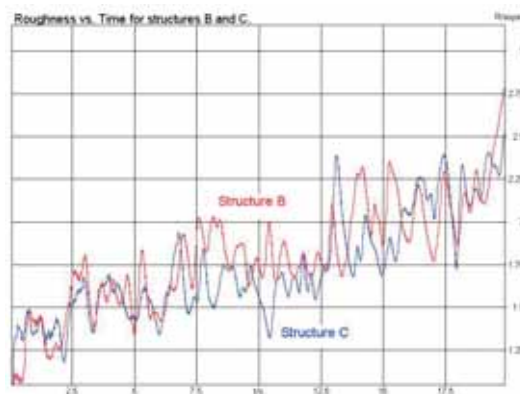


Fig. 25 : Rugosité vs time pour les structures B et C

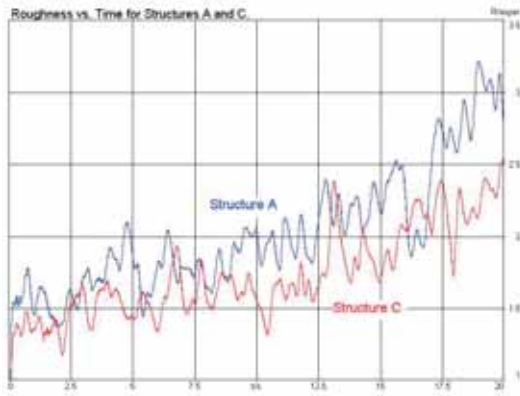


Fig. 26 : Rugosité vs time pour les structures A et C

25 et 26). Ce critère complémentaire du niveau absolu nous permet donc de conclure sur l'amélioration de la qualité sonore apportée par un carter chapeaux ou une semelle optimisée.

Conclusion

Ce processus de calcul, prenant en compte l'intégration de critères psychoacoustiques, rend possible l'optimisation de la qualité sonore liée aux sources moteur, dès les phases de conception.

Afin de réaliser cette optimisation dans des délais courts, une réduction des temps de calculs, notamment pour le rayonnement, est nécessaire. L'utilisation de nouvelles méthodes de calcul de rayonnement BEM, dans le domaine temporel ou du type «vecteurs de transferts acoustiques», permet d'obtenir une réduction significative des durées de

calculs (facteur de réduction de 10 ou 100 en fonction du modèle et de la méthodologie).

Le critère «rugosité» est utilisé pour juger les améliorations possibles, du bruit moteur dans les phases d'accélération, dans la bande de fréquence [0- 1000 Hz]. Cette méthodologie est adaptée pour tester les modifications des sources moteurs liées aux paramètres structurels du GMP.

Les exemples traités montrent que la diminution de la rugosité moteur, peut être obtenue en solidien, en découplant les modes propres de l'ensemble vilebrequin/volant et GMP, et cela grâce à l'augmentation de la rigidité du GMP (augmentation du diamètre de la face d'accouplement) et grâce à l'adoption d'un volant souple. L'amélioration de la rugosité par voie aérienne peut être traitée également par l'augmentation de la rigidité du bas moteur (quand il s'agit de la source d'émission et de propagation principale) et notamment par l'adoption d'une semelle ou d'un carter chapeau.

Références bibliographiques

[1] Grasso, Zappala, Nehl, Heuer, Rebbert, «Optimisation of dynamic crankshaft behaviour for sound quality improvement», Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, 1999

[2] Ishihara S., Hiraishi M., Katsuoto Yamanouchi, «Reduction of powerplant vibration level in the acceleration noise region based on analysis of crankshaft system behavior», Nissan Motor Co Ltd, SAE 922087

[3] Farahanchi F., Griffiths D., Mason A. S., Mayer T. A., «Experimental analysis of interior noise due to powerplant radiated noise», Ford Motor Co, SAE 951266

[4] Aoki H., Ishihama M., Kinoshita A., «Effects of power plant vibration on sound quality in the passenger compartment during acceleration», Nissan Motor Co Ltd, SAE 870955

[5] Ide S., Uchida T., Ozawa K., «Improvement of engine sound quality by use of a flexible flywheel», Nissan Motor Co, 1989, JSAE Review vol. 10 n° 3



PROCÉDÉS ET PRODUITS POUR LA RÉDUCTION DU BRUIT

ENAC propose un ensemble complet de produits et systèmes d'insonorisation hautes performances parfaitement adaptés aux contraintes de vos marchés. Notre service de **RECHERCHE & DÉVELOPPEMENT** ainsi que notre **LABORATOIRE ACOUSTIQUE INTÉGRÉ** nous permettent de vous offrir des solutions industrielles optimisées.

NOUVEAU

- **ALGP/RESOBSON®**
SYSTÈME ABSORBANT/ISOLANT PARAMÉTRABLE COMPOSÉ D'UNE PLAQUE D'ALUMINIUM MICROPERFORÉE ET GAUFRÉE ASSOCIÉE À UN MATÉRIAU ABSORBANT FIBREUX OU CELLULAIRE.
- **ABSORBANTS MOULÉS**
ÉTANCHES / ÉTANCHES M1
- **ÉCRANS THERMIQUES**

- **AMORTISSEMENT**
- **ABSORPTION**
- **ISOLATION**






▲ **ALGP/RESOBSON®**

Rue des Chevries
78410 Aubergenville
Tél. +33(0)1 30 90 08 08
Fax. +33(0)1 30 90 08 11
info@enac.com

Les solutions pour le confort acoustique

DESIGN : WWW.ARPHANES.COM - UNITED KINGDOM