



Conception vibro-acoustique de caisses automobiles allégées : Analyse par gammes de fréquences et indicateurs associés

M. Nobou Dassi^a, A. Gaudin^a, Z. Abbadi^a, L. Gagliardini^a, C. Pézerat^b et F. Gautier^b

^aPSA Peugeot Citroën, Route de Gisy, 78140 Vélizy-Villacoublay, France

^bLAUM, UMR-CNRS 6613, Université du Maine, Av. O. Messiaen, 72085 Le Mans, France

martial.noboudassi@mpsa.com

En vue de la réduction des émissions de gaz à effet de serre par les véhicules automobiles, une solution envisagée est de réduire leur masse en utilisant des matériaux composites. Toutefois, l'introduction de tels matériaux peut modifier significativement la conception automobile. Par exemple, la carrosserie peut être réalisée en un nombre réduit de pièces ayant une raideur plus homogène que celle des structures actuelles à ossature et panneaux. L'objectif du travail en cours est d'obtenir un large aperçu des changements vibro-acoustiques associés à de telles modifications. La décomposition du besoin vibro-acoustique et l'allocation de ce besoin à des composants organiques sur la caisse conduit à distinguer quatre gammes de fréquences aux comportements physiques différents. A chaque gamme de fréquence sont associées des contraintes, des méthodes d'analyse et des méthodes de dimensionnement spécifiques. Le passage d'une gamme de fréquence à une autre, fonction notamment du matériau utilisé, est caractérisé par des indicateurs physiques. Les besoins vibro-acoustiques exprimés sur les différentes gammes de fréquences sont caractérisés par des indicateurs de performance. La pertinence de ces indicateurs est étudiée en comparant divers modèles de carrosserie, dont un modèle simplifié qui sera utilisé ultérieurement pour évaluer l'impact d'une construction avec intégration de matériaux composites.

Introduction

L'analyse vibro-acoustique de systèmes complexes nécessite un certain nombre de spécifications pour que le cahier des charges vibro-acoustique soit rempli. Dans le cas d'une caisse automobile, la décomposition du besoin basée sur un processus d'ingénierie système permet d'attribuer à des composants organiques des fonctions à remplir, et garantit la cohésion entre les différents sous-systèmes, indispensable pour atteindre le niveau global de prestation demandé. Dans le contexte de l'allègement des véhicules par changement de matériaux, il est primordial de définir de façon précise les différentes gammes de fréquence à considérer lors de l'étude. Ces gammes de fréquence changent en fonction de l'architecture, des matériaux utilisés, du niveau d'amortissement et des sollicitations appliquées. L'objectif de ce travail est de mettre en évidence les transitions fréquentielles d'un système complexe composé d'une caisse automobile couplée à sa cavité, dans le but d'assurer l'adéquation des méthodes d'analyse et de résolution de défauts qui seront appliquées par la suite.

1 Analyse des gammes de fréquence

1.1 Définition des gammes de fréquence dans le cas automobile

Les sources de bruits dominantes dans le cas automobile sont :

- Le bruit du Groupe Moto-Propulseur (*GMP*) lié à la combustion, aux acyclismes, aux masses en mouvement (pistons, bielles ...)
- Le bruit venant de la chaussée, dû à l'interaction pneu-chaussée, aux passages d'obstacles, aux routes gravillonnées...
- Le bruit aérodynamique qui se décompose en bruit de forme, des rétroviseurs, des essuie-glaces, de l'antenne...

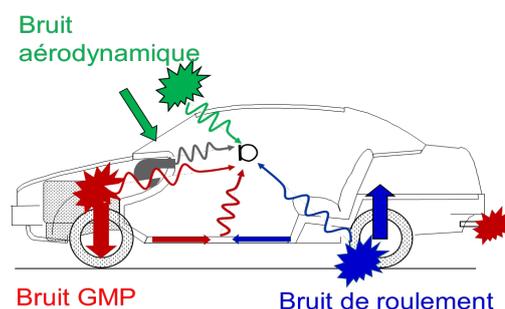


FIGURE 1 – Sources et transmission du bruit automobile.
Figure d'après [Gag08]

La figure 1 illustre pour les trois sources citées, le chemin du bruit depuis les sources jusqu'aux points d'écoute. En fonction de la source considérée, du type de transmission du bruit (solidienne ou aérienne) et de la réponse de la caisse, nous définissons une architecture fonctionnelle qui est à la base de la définition des différentes gammes de fréquences. Nous distinguons ainsi :

- Les Très Basses Fréquences (*TBF*) qui correspondent aux premières déformées globales de la caisse (torsions et flexions de caisse), de suspension véhicule et de *GMP*. Ces modes sont filtrés pour éviter les fréquences sensibles du corps humain
- Les Basses Fréquences (*BF*) qui se caractérisent par un comportement modal de la réponse, avec des pics de résonance bien distincts les uns des autres. Nous définissons cette gamme comme la zone pour laquelle peu de modes résonnants permettent de reconstituer la réponse globale du système à quelques dB près
- Les Moyennes Fréquences (*MF*) se caractérisent par un comportement diversifié par zones. Alors que certaines zones continuent à avoir un comportement modal, d'autres présentent un comportement plus homogène, avec du recouvrement entre les modes adjacents. Ces zones sont alors décrites à l'aide de grandeurs énergétiques

- Les Hautes Fréquences (*HF*) correspondent à une gamme où l'on observe une réponse quasi homogène de toute la caisse, ce qui permet de faire des hypothèses de type champ diffus et d'appliquer des méthodes énergétiques à toute la caisse

1.2 Indicateurs standards de transition fréquentielle : *Le MOF*

L'étude d'une fonction de réponse en fréquence vibro-acoustique permet d'observer les comportements définis de type basses, moyennes et hautes fréquences respectivement. Lors d'une analyse par décomposition modale, tout mode est décrit par sa pulsation propre et un facteur de perte associé à la résonance. A ces deux paramètres il convient d'ajouter l'écart moyen entre deux modes successifs pour une description fine du recouvrement modal. [Mac05] définit comme suit le *Modal Overlap Factor (MOF)* :

$$\mu = n_{tot} * \Delta \approx \frac{N * \Delta}{\Omega} \quad , \quad (1)$$

où n_{tot} est la densité modale asymptotique du système, Δ représente la largeur de bande modale à -3 dB et N est le nombre de modes dans la bande d'excitation Ω . La largeur de bande $\Delta = f * \eta$, où f et η sont respectivement la fréquence et le facteur de perte. On peut ainsi écrire :

$$\mu = n_{tot} * \eta * f \quad (2)$$

[Les98] définit la notion de champ vibratoire diffus lorsque l'espacement inter-modal est de l'ordre de grandeur de la bande passante du mode tel que présenté en figure 2.

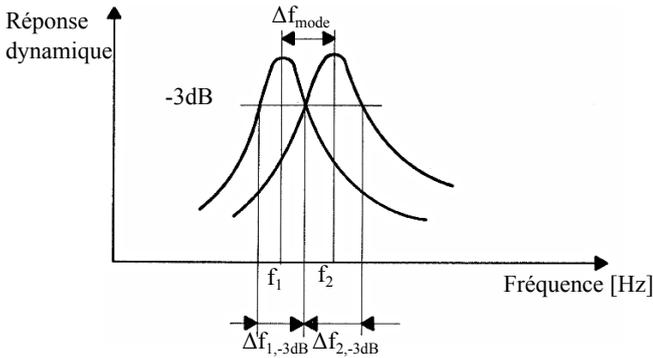


FIGURE 2 – Définition du *MOF*. Figure d'après [Les98]

Cette définition correspond à une valeur de *MOF* unitaire, et marque le passage dans le domaine des *HF*. De façon similaire, le *MOF* est souvent utilisé par extension pour marquer la transition entre les *BF* et les *MF*. On retrouve ainsi dans les travaux de [Ege09] et de [Eli12] une transition *BF-MF* à $\mu = 30\%$.

La définition de μ cependant se base sur la densité modale asymptotique et considère un niveau de réponse égal des pics adjacents équi-répartis sur l'axe des fréquences. Ces

hypothèses traduisent un comportement de type hautes fréquences, et supposent en particulier que tous les modes participent de façon égale à la réponse vibro-acoustique. Ceci n'est pas vrai dans le cas de systèmes complexes tels qu'une caisse automobile. De plus, μ est un indicateur purement de type structure, qui ne prend pas en compte le filtrage par cavité acoustique. Pour toutes ces raisons, le *MOF* se révèle inadapté pour l'étude que nous souhaitons réaliser. Cette inadéquation sera mise en évidence dans les exemples traités au paragraphe 2.2 .

1.3 L'Erreur de Troncature Modale : *ETMi*

Pour palier à l'inadaptation relevée dans le cas du *MOF*, nous proposons un nouvel indicateur de transition fréquentiel basé sur le tri des participations modales associées à une fonction de réponse en fréquence vibro-acoustique.

1.3.1 Les participations modales

Un problème couplé vibro-acoustique discrétisé par la méthode des éléments finis, en absence de source acoustique s'écrit classiquement comme suit :

$$\begin{bmatrix} -\omega^2[M_s] + (1 + i\eta_s)[K_s] & [A_{sf}] \\ \omega^2[A_{fs}] & -\omega^2[M_f] + (1 + i\eta_f)[K_f] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_s \\ p_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ 0_f \end{Bmatrix} \quad (3)$$

où s et f désignent les degrés de libertés de structure et de fluide respectivement, u_s les déplacements de la structure, p_f les niveaux de pressions du fluide, $[M_s]$ et $[K_s]$ les matrices de masse et raideur de structure, $[M_f]$, et $[K_f]$ les matrices de masse et raideur de cavité. $[A_{sf}]$ est la matrice de couplage vibro-acoustique, F_s le vecteur des efforts mécaniques appliqués à la structures, ω la pulsation, et η_s et η_f les coefficients d'amortissement hystérétique globaux de la structure et du fluide respectivement.

Sous hypothèse de couplage faible entre structure et fluide, hypothèse qui est vérifiée dans le cas d'un fluide léger, la résolution s'appuie sur un calcul de modes propres de structure et un calcul de modes propres de fluide faits de manière indépendante. Les deux bases modales découplées obtenues sont utilisées pour représenter les solutions du problème couplé. Elles sont obtenues à partir de la résolution des systèmes aux valeurs propres symétriques qui suivent :

$$(-\omega_s^2[M_s] + [K_s])\{\phi_s\} = 0_s \quad , \quad (4)$$

$$(-\omega_f^2[M_f] + [K_f])\{\phi_f\} = 0_f \quad . \quad (5)$$

Cette résolution se fait à l'aide d'un algorithme de résolution de modes réels, tel que Lanczos par exemple. Si $[\Phi_s]$ et $[\Phi_f]$ représentent les déformées modales de structure et de fluide respectivement, $\{\alpha_s\}$ et $\{\alpha_f\}$ les amplitudes modales de structure et de fluide, le champ des déplacements

et le champ des pressions sont reconstitués comme suit :

$$\{u_s\} = [\Phi_s]\{\alpha_s\} \quad (6)$$

$$\{p_f\} = [\Phi_f]\{\alpha_f\} \quad (7)$$

Où $[\Phi_s] = [\{\phi_{s1}\}, \dots, \{\phi_{s ns}\}]$ et $[\Phi_f] = [\{\phi_{f1}\}, \dots, \{\phi_{f nf}\}]$. En remplaçant ces expressions dans l'équation 3, en utilisant les modes normalisés par rapport à la masse, c'est-à-dire : $[\Phi_s]^T [M_s] [\Phi_s] = [I]$ et $[\Phi_f]^T [M_f] [\Phi_f] = [I]$ et en introduisant la matrice de couplage fluide-structure $[a]$, on obtient le système suivant :

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 [I_{ns}]^T + (1 + i\eta_s) [\omega_s^2] & [a_{ns nf}] \\ \omega^2 [a_{nf ns}] & -\omega^2 [I_{nf}] + (1 + i\eta_f) [\omega_f^2] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \alpha_s \\ \alpha_f \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi_s^T F_s \\ 0_f \end{Bmatrix} \quad (8)$$

La pression dans la cavité joue un rôle majeur dans la mesure où elle constitue un indicateur de gêne. Nous nous intéressons donc particulièrement à la deuxième ligne de cette équation qui s'écrit donc en régime harmonique :

$$\omega^2 [a_{nf ns}] \{\alpha_s\} + [-\omega^2 [I_{nf}] + (1 + i\eta_f) [\omega_f^2]] \{\alpha_f\} = \{0_f\} \quad (9)$$

La pression peut être exprimée uniquement en fonction des participations des amplitudes modales associées aux modes de structure. Si nous appelons Z_2 la souplesse dynamique associée à cette équation et définie par : $[-\omega^2 [I_{nf}] + (1 + i\eta_f) [\omega_f^2]]^{-1}$, la participation modale de la structure à la réponse vibro-acoustique s'écrit alors :

$$[P_s] = [\Phi_f][Z_2][a_{nf ns}][\{\alpha_s\}] \quad (10)$$

1.3.2 Définition de l'indicateur ETMi

Dans le cas d'un système soumis à une excitation donnée, le niveau de réponse relevé aux points d'écoute correspond à la somme des contributions modales de tous les modes sollicités à chaque pas de fréquence tel que présenté en figure 3. Chaque mode peut participer de façon plus ou moins importante en fonction de :

- de la position et l'intensité de la force d'excitation : on parle de contrôlabilité du mode
- de la position des points d'écoute vis-à-vis de la déformée du mode : on parle d'observabilité du mode

Le tri des participations modales permet de mettre en évidence les modes à contributions majeures vis-à-vis de la réponse globale vibro-acoustique. Il est alors facile de constater que dans le domaine des basses fréquences, peu de modes suffisent pour reconstituer la réponse globale du système, alors que dans le domaine des hautes fréquences, il en faut beaucoup plus. Pour faire ce constat, il suffit par exemple de trouver le nombre de modes qui permet de reconstituer la réponse globale à 2dB près, soit 80%.

Pour i modes considérés (i étant variable), nous définissons un nouvel indicateur de transition fréquentiel appelé *Erreur de Troncature Modale sur i modes (ETMi)*

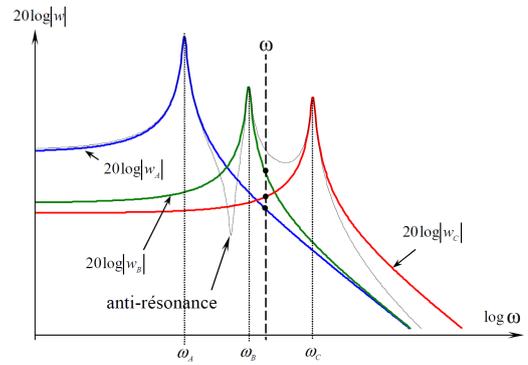


FIGURE 3 – Réponse totale due à la contribution de 3 modes, schéma d'après [Pas08].

comme la différence prise en valeur absolue entre la réponse globale du système et la réponse des i modes sélectionnés. Ce nouvel indicateur construit grâce à un fenêtrage par bande glissante sur l'axe des fréquences permet de visualiser les changements de gammes de fréquences et offre également l'avantage de pouvoir s'adapter aux besoins de l'utilisateur, par un paramétrage en nombre de modes sélectionnés et en seuil de transition.

2 Etude du cas automobile

2.1 Les modèles d'étude

Les modèles présentés dans ce paragraphe et qui serviront à valider la pertinence de nos indicateurs sont des modèles éléments finis de *Citroën C3*. Ces modèles ont été retenus pour étudier dans un cadre plus général, l'impact vibro-acoustique lié au changement de matériaux sur une caisse automobile.

Le premier modèle d'étude est un modèle classique caisse nue que nous appellerons *CN*. Ce modèle présenté en figure 4 a une masse de 284,03Kg et compte 1.150.000 degrés de liberté. Il est couplé à une cavité qui compte environ 79.000 degrés de liberté.

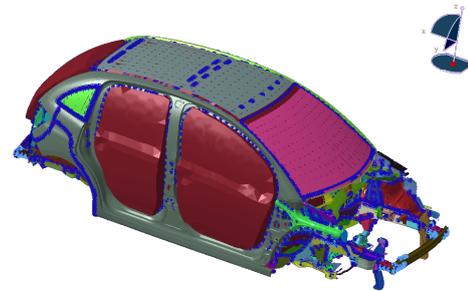


FIGURE 4 – Le modèle éléments finis de caisse nue.

Le deuxième modèle que nous appellerons *Modèle Simplifié de Caisse Nue (MSCN)* est un modèle construit sur la base du premier. Le but était de construire un modèle

simple permettant des calculs rapides et capable de donner les grandes orientations qui guident la conception lors du changement de matériaux. Le *MSCN* tel que présenté en figure 5 est essentiellement constitué de panneaux modélisés par des plaques orthotropes et de corps creux modélisés par des poutres rectangulaires à section creuse. Il a une masse de 283,72Kg et compte environ 200.000 degrés de liberté. La cavité rattachée à ce modèle compte environ 68.000 degrés de liberté.

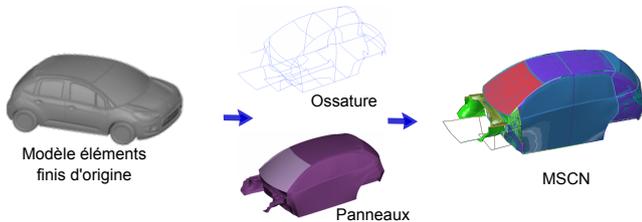


FIGURE 5 – Le Modèle Simplifié de Caisse Nue.

Le choix de la modélisation faite des corps creux (par des poutres) permet de simplifier le modèle, faisant abstraction des modes de section de corps creux. Nous pouvons ainsi à titre d'exemple profiter de ces modèles pour étudier la corrélation entre les courbes de densité modales et les niveaux de bruit relevés dans l'habitacle. Les paramètres des poutres ont été identifiés à partir des sections et inerties du modèle éléments finis réel tel que présenté en figure 6, et un recalage a été fait de sorte à corrélérer le premier mode de torsion de caisse.

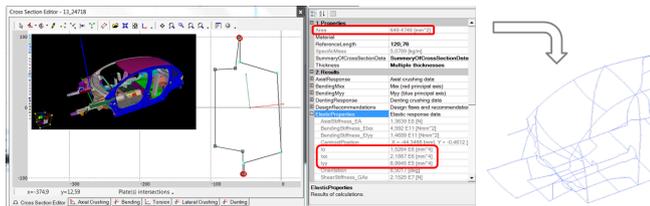


FIGURE 6 – Extraction des paramètres des corps creux.

La modélisation des panneaux par des plaques orthotropes permet de prendre en compte aussi bien l'effet des nervures que l'éventuel comportement orthotrope de matériaux composites, tel que illustré en figure 7.

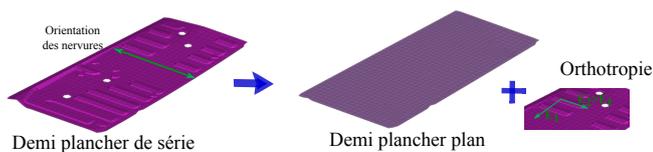


FIGURE 7 – Modélisation des panneaux sur MSCN.

2.2 Application des indicateurs de transition fréquentielle

2.2.1 Application de l'indicateur *MOF*

Pour l'application du *MOF* aux deux modèles d'étude, les données de densité modale en fonction de la fréquence sont obtenues par un calcul d'analyse modale à l'aide du logiciel éléments finis *MSC Nastran*. Les données d'amortissement sont extraites de la base de données *PSA Peugeot Citroën*. Les figures 8 et 9 présentent les courbes de variations du facteur de recouvrement modal en fonction de la fréquence pour les modèles *CN* et *MSCN* respectivement. Celles-ci, comme toutes les courbes présentées dans cette étude, débutent à la première fréquence propre de la structure, diminuée de deux fois la largeur de bande à -3 dB . Cette considération permet de prendre en compte les effets dynamiques et de faire abstraction des effets statiques.

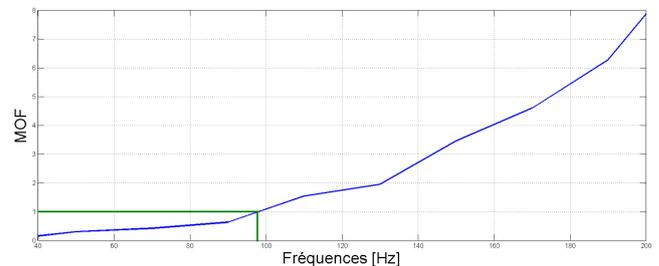


FIGURE 8 – Facteur de recouvrement modal sur CN.

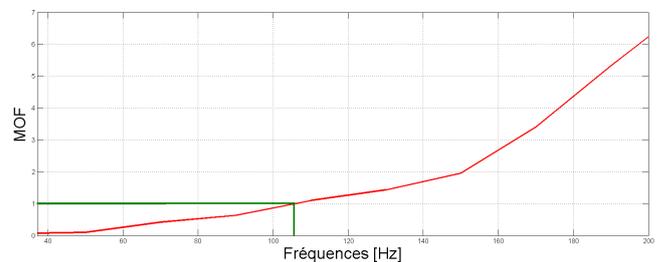


FIGURE 9 – Facteur de recouvrement modal sur MSCN.

L'étude des figures 10 et 11 permet de visualiser les fréquences définies par la condition $MOF=1$. Ces fréquences valent 98 Hz pour la *CN* et 105 Hz pour le *MSCN*. Nous avons fait dans ces figures le calcul des fonction de réponse en fréquence pour un exemple de sollicitation appliquée aux modèles : une force à amplitude unitaire appliquée à la biellette anti-couple en X.

En effet, pour un véhicule à moteur thermique 4 cylindres 4 temps, il existe deux principales sources d'excitations provenant du moteur : les irrégularités des explosions qui génèrent des accélérations et décélérations du vilebrequin et donc un couple sur le bloc moteur, et le mouvement des masses alternatives (les pistons) qui génèrent un effort vertical, qui peut être compensé par un arbre d'équilibrage.

Le couple d'acyclisme sur le bloc moteur est essentiellement repris par la bielle anti-couple inférieure en X et l'effort vertical au centre des cylindres est lui repris principalement par la cale droite en Z. Il est donc en première approximation juste de considérer comme principales sources d'excitations provenant d'un moteur : une excitation appliquée au niveau de l'anti-couple en X et une excitation appliquée au niveau de la cale droite en Z.

Nous traçons pour chaque modèle la *FRF* totale, ainsi que la *FRF* approchée à 2 dB près construite grâce aux participations modales. Cette dernière nous permet de mettre en évidence le nombre de modes sollicités en fonction de la fréquence.

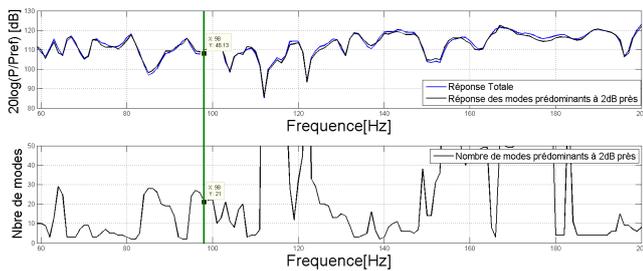


FIGURE 10 – FRF et modes prédominants sur CN.

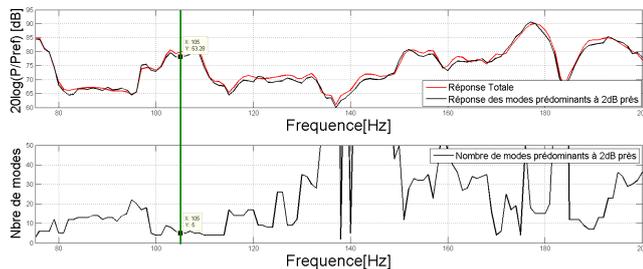


FIGURE 11 – FRF et modes prédominants sur MSCN.

L'analyse de ces courbes montre aux fréquences de transitions *MF-HF* suggérées par le *MOF*, outre un niveau très variable de la réponse, un nombre de modes participant fortement oscillant. Ce comportement non stabilisé ne correspond pas dans le métier automobile à un comportement de type hautes fréquences.

Pour des raisons de confidentialité des données, l'axe des ordonnées des graphes présentés a été translaté. Les valeurs lisibles sur ces graphes ne correspondent donc pas aux valeurs réelles.

2.2.2 Application de l'indicateur *ETMi*

Pour identifier nos transitions fréquentielles en prenant en compte les notions de contrôlabilité et d'observabilité des modes, traçons en figures 12 et 13 pour les modèles *CN* et *MSCN* respectivement, les courbes de *ETMi* dans les cas $i = 3, 5, 8, 10$.

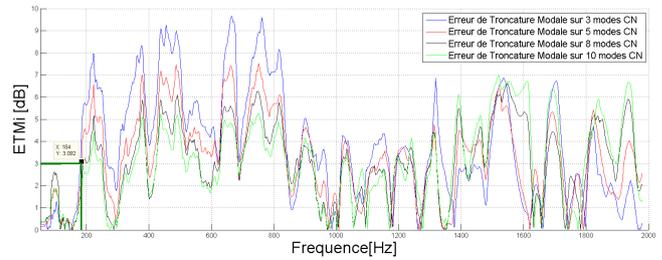


FIGURE 12 – *ETMi* sur CN ; excitation cale droite.

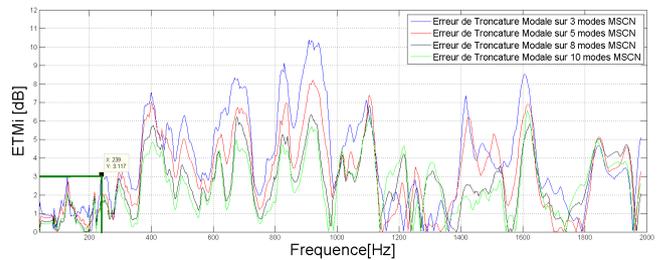


FIGURE 13 – *ETMi* sur MSCN ; excitation cale droite.

Ces courbes permettent d'observer un niveau faible d'erreur dans la première partie de la réponse. Ce comportement qui consiste à décrire de façon précise la réponse grâce à peu de modes résonants définit les basses fréquences. Pour un seuil d'erreur maximale acceptable entre la réponse totale et la réponse approchée à 3 dB, nous avons une transition *BF-MF* à 183 Hz pour la *CN* et à 235 Hz pour le *MSCN*. Ces valeurs fonctionnent aussi bien l'excitabilité que l'observabilité des modes, respectent notre définition des *BF* et sont cohérentes vu le niveau de ressemblance des modèles.

3 Conclusion

L'insertion de matériaux nouveaux dans les caisses automobiles nécessite une maîtrise des fonctions que doit remplir chaque composant élémentaire pour que soit atteint le niveau de performance vibro-acoustique souhaité. La connaissance des transitions fréquentielles est de ce point de vue un atout majeur, car elle guide la conception. Dans le cas de systèmes vibro-acoustiques complexes, les indicateurs standards tels le *MOF* donnent des valeurs de transitions basses, qui ne s'accordent pas aux méthodes utilisées dans l'industrie automobile. L'apport de cette communication consiste en l'introduction d'un nouvel indicateur, appelé *ETMi*, qui se base sur les participations modales pour définir la transition *BF-MF*. Cet indicateur a l'avantage de s'adapter aux besoins de l'utilisateur, par un paramétrage en nombre de modes et en seuil de transition.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier ITN Marie Curie qui finance ces travaux de recherche via le projet GRESIMO.

Références

- [Ege09] K. Ege. *La table d'harmonie du piano-Études modales en basses et moyennes fréquences*. PhD thesis, Ecole Polytechnique X, 2009.
- [Eli12] B. Elie. *Caractérisation vibratoire et acoustique des instruments à cordes-Application à l'aide à la facture instrumentale*. PhD thesis, Université du Maine, 2012.
- [Gag08] L. Gagliardini. *NVH design : Basics of vehicle NVH*. Vélizy villacoublay, 2008.
- [Les98] C. Lesueur. *Rayonnement Acoustique des Structures : vibroacoustique, interactions fluide-structure*. Eyrolles, Paris, 1998.
- [Mac05] B.R. Mace. Statistical energy analysis : coupling loss factors, indirect coupling and system modes. *Journal of Sound and Vibration*, 279(1-2), 2005.
- [Pas08] J. C. Pascal. *Vibrations et Acoustique 2*. Cours de l'Ecole Nationale Supérieure d'Ingénieurs du Mans, Université du Maine, 2008.