Méthodes de calcul hybride du bruit d'origine moteur dans les véhicules

Xavier Ouisse, Frédéric Dupuy, Xavier Bohineust, PSA Peugeot Citroen, Direction de la recherche et de l'innovation, Recherche et projets Avances d'innovation, Vélizy, France

Pour effectuer la conception vibroacoustique d'un véhicule, des méthodes spécifiques sont développées afin de prendre en compte différents domaines de fréquences plusieurs sources, et différentes conditions de fonctionnement. Des simulations réalistes du comportement acoustique de véhicules équipés peuvent être effectuées en combinant des données calculées à des données mesurées. Dans une première partie, nous présentons des modèles de calculs hybrides de transferts aériens basés sur l'utilisation de modèles de sources acoustiques équivalentes et de transferts acoustiques. Nous présenterons ensuite une méthode originale pour déterminer des sources équivalentes de structures complexes en tenant compte des effets de diffraction. Dans une troisième partie, nous montrerons les performances de la méthode dans le cas du rayonnement de sources automobiles : un groupe motopropulseur rayonnant en champ libre, puis intégré dans un véhicule de moyenne gamme.

a conception vibroacoustique d'un véhicule est l'un des enjeux majeurs dans l'industrie automobile. Le processus de conception et d'optimisation acoustique va permettre de prendre en compte directement les attentes des clients en terme de niveau, image et qualité de bruit d'habitacle ou de bruit extérieur, mais également indirectement la réduction de la consommation et des coûts qui sont notamment liés à la réduction de masse. Pour satisfaire les demandes des clients en matière de confort et de réduction de prix, l'industrie automobile met en œuvre des moyens importants, qui impactent le développement des filières de conception vibroacoustique des véhicules. De plus, pour répondre aux besoins des clients qui évoluent rapidement sur un marché concurrentiel, il faut améliorer le processus de conception et réduire les temps de développement.

Pour le processus de conception vibroacoustique, il faut donc développer des méthodes de simulation qui permettent d'améliorer la compréhension de l'ensemble des phénomènes physiques depuis la génération d'effort jusqu'à la perception acoustique du client. On doit prendre en compte des phénomènes aussi variés que le bourdonnement moteur, les indicateurs de qualité, les bruits hautes-fréquences, les bruits et vibrations du groupe motopropulseur (GMP), le bruit de roulement, les bruits d'admission et d'échappement, les bruits d'origine aérodynamique, les bruits de transmission, de boite de vitesse et d'équipements, le bruit extérieur. Des modèles acoustiques d'analyse et de simulation partielle peuvent être obtenus pour l'ensemble du domaine audible, et pour chaque condition de fonctionnement, en combinant des données expérimentales et des données calculées. Ces modèles comportent des modèles de sources acoustiques et d'efforts mécaniques, des modèles de transferts vibroacoustiques solidiens et aériens entre ces sources et les points d'écoute, et un modèle binaural des occupants de l'habitacle. Pour traiter l'ensemble des conditions de fonctionnement, les situations de conduite représentatives, le domaine de fréquence concerné et l'ensemble des composants d'un véhicule équipé, les modèles de conception et d'études vibroacoustiques doivent être construits en utilisant une décomposition en sous ensembles et sous-structures et en utilisant des modèles équivalents de ces sous-ensembles ou des sources.

Dans cet article, on s'intéressera plus particulièrement à la construction de modèles équivalents de sources acoustiques, utilisables et utilisés dans les modèles de synthèse vibroacoustique de véhicules; ces modèles équivalents pourront être construits à partir de données expérimentales ou numériques. On démontrera les capacités de ces modèles équivalents dans le cas de la construction de sources acoustiques équivalentes du groupe motopropulseur.

Dans une première partie, nous présenterons la stratégie globale utilisée pour construire des modèles de véhicules équipés en basses, moyennes et hautes fréquences, en s'intéressant aux transferts acoustiques par voies aériennes. Dans une deuxième partie, nous présenterons la formulation théorique de l'algorithme utilisé pour la détermination de sources acoustiques équivalentes et nous démontrerons la validité de la méthode en présentant son application à un cas académique de référence. Dans une troisième partie, nous démontrerons les possibilités d'application industrielle de la méthode en l'appliquant à un moteur quatre cylindres essence à injection.

Nous appliquerons d'abord la méthode pour déterminer un ensemble de sources équivalentes représentant le champ acoustique calculé du groupe motopropulseur rayonnant en espace anéchoïque, puis nous montrerons que cet ensemble de sources équivalentes permet de calculer le champ acoustique rayonné à l'intérieur et à l'extérieur d'un véhicule lorsque le GMP est intégré au véhicule. Nous démontrerons que cette méthode est complètement compatible avec un processus de conception de véhicule et d'organes, et qu'elle permet d'identifier et de modifier chaque composant du GMP responsable aux fréquences critiques, des contributions en bruit afin de respecter un cahier des charges. On conclura en rappelant les avantages de la méthode et en indiquant ses applications à d'autres sources de bruit véhicule.

Modèle hybride vibroacoustique de véhicule

Toutes les étapes de conception et de développement sont concernées par la modélisation vibroacoustique du véhicule. En début de projet, ces modèles peuvent être simplement un jeu de données ou d'enregistrement d'un véhicule précédent utilisé pour fixer des objectifs réalistes. Ces modèles peuvent être construits en utilisant une décomposition acoustique basée sur la détermination expérimentale de sources équivalentes et à des transferts vibroacoustiques mesurés [1]. Les modèles binauraux représentant les sensations sonores à l'intérieur du véhicule sont déterminés en utilisant m. forces équivalentes que l'on peut répartir en u forces mécaniques [4] et m-u sources acoustiques de vitesse volumique [4]

Les réponses binaurales à l'intérieur de l'habitacle seront obtenues aux oreilles droite et gauche à l'aide d'une tête acoustique utilisée lors des mesures. Les fonctions de transferts liant les sources équivalentes aux points de réponse seront déterminées en utilisant des transferts vibroacoustiques ($H_{f,p,l}$) et des transferts aériens ($H_{4,p,l}$) mesurées sous excitations artificielles. Le modèle vibroacoustique du véhicule peut alors être utilisé :

$$p_{j} = \sum_{i=1}^{u} H_{f_{i}p_{j}} f_{i} + \sum_{i=u}^{m} H_{\dot{q}_{i}p_{j}} \dot{q}_{i}$$

Détermination expérimentale des sources équivalentes

Une méthodologie expérimentale a été développée et implantée chez PSA Peugeot Citroën pour déterminer expérimentalement les forces vibroacoustiques équivalentes ainsi que les vitesses volumiques des sources acoustiques équivalentes. Cette méthode est basée sur des techniques inverses après une pré-localisation de sources [1], [2]. Les méthodes de localisation et de détermination des forces sont basées sur des techniques de cohérences partielles, multiples ou virtuelles [3], elles ont été développées par PSA Peugeot Citroën dans le cadre d'un projet Brite Euram "AQUSTA" dont PSA assurait le pilotage. La méthodologie développée pour déterminer expérimentalement les vitesses volumiques des sources acoustiques se décompose en 4 étapes. La première étape consiste à effectuer une première localisation des sources dominantes sur le véhicule ou le sous ensemble en conditions de fonctionnement en utilisant des techniques d'intensité acoustique, des techniques d'holographie acoustique [1], [2], ou plus récemment des techniques d'antennerie. On obtient alors une première distribution spatiale de sources.

Dans une seconde étape, on détermine les fonctions de transfert, entre les sources et les points de réponse, par mesures directes ou réciproques sous excitations artificielles. Dans la troisième étape, les réponses acoustiques ou vibratoires sont mesurées dans des conditions de fonctionnement aux points de réponse définis dans la deuxième étape. La quatrième étape consiste à déterminer la matrice interspectrale des sources à partir des fonctions de transferts définies dans la deuxième étape. Cette technique est décrite et illustrée dans la référence [1] pour des qualifications des participations aériennes des bruits de roulement et du groupe motopropulseur.

Modèles expérimentaux et hybrides de véhicule

Avec le modèle présenté précédemment, l'ingénieur peut lors des premières étapes du projet concevoir et tester des modifications de composants en utilisant une technique de troncature des fonctions de transferts représentant des modifications physiques quand le comportement vibroacoustique du véhicule permet de négliger les effets de couplage. On effectue donc principalement ces simulations de modifications dans le domaine des moyennes et hautes fréquences, ou éventuellement dans le domaine des basses fréquences dans le cas de couplages faibles. Ces modèles permettent d'effectuer des analyses vibroacoustiques ou de simuler des modifications à partir de bases de données de sources équivalentes et de fonctions de transferts globales ou locales pour les composants à modifier. Des modèles hybrides peuvent également être construits en combinant des données expérimentales du véhicule de référence et des modèles numériques réalistes des composants à modifier.

Nous avons établi que les modèles vibroacoustiques basses fréquences représentant les participations aériennes des sources mécaniques ou acoustiques peuvent être utilisées si des sources équivalentes sont déterminées [4]. Nous avons également montré que les contributions des transferts aériens pouvaient être calculées en décomposant excitation externe, transfert acoustique d'un panneau et rayonnement dans l'habitacle dans le domaine des moyennes et hautes fréquences, si l'on faisait l'hypothèse réaliste d'un faible couplage structural entre panneaux d'habitacle séparés par une ossature de caisse.

Calcul vibroacoustique basses fréquences

Les transferts aériens acoustiques externes sur véhicule sont calculés en utilisant des modèles éléments finis de frontière (Boundary Element Model). Dans le domaine des basses fréquences [20-200 Hz], les couplages spatio-fréquentiels entre l'habitacle et la structure du véhicule complet sont très forts. Il est nécessaire d'utiliser des modèles de véhicule complet ce qui conduit aux calculs suivants :

Dans une première étape, la base modale du véhicule complet est calculée à partir de modèles éléments finis.
Dans une deuxième étape, le champ acoustique interne et externe à l'habitacle est calculé par BEM en tenant compte des effets de couplage entre le champ externe, l'habitacle, le coffre et la structure équipée. La réponse acoustique est calculée en utilisant des modèles BEM, et des forces équivalentes (ou sources acoustiques) à partir de données numériques ou expérimentales.

Calcul des transferts aériens en moyennes fréquences

Dans le domaine des moyennes fréquences [200-600 Hz], on peut calculer les transferts aériens et les contributions aériennes liées aux sources acoustiques en supposant de faibles effets de couplage entre les panneaux d'habitacle (pare-brise, plancher, ouvrants...). Cependant, les effets de couplage entre les panneaux d'habitacle et le champ acoustique interne sont supposés importants contrairement aux effets de couplage entre les panneaux et le champ externe. On peut alors décomposer la détermination des fonctions de transferts en deux parties :

- On calcule le champ diffracté autour du véhicule par des calculs BEM intégrant des sources équivalentes.

- On détermine les forces de pression exercées sur chaque panneau composant l'habitacle. Si l'on suppose un découplage des panneaux entre eux, on calcule la réponse vibroacoustique entre chaque panneau et des points de réponse acoustique dans l'habitacle. Les contributions de chaque panneau peuvent alors être calculées aux oreilles d'un mannequin par BEM ou FEM. Les relations de phase entre chaque panneau peuvent être obtenues en utilisant une phase de référence.

Calcul des transferts aériens en hautes fréquences

Dans le domaine des hautes fréquences [400-5 000 Hz], les transferts aériens et les réponses acoustiques peuvent être calculés en supposant des hypothèses complémentaires. On néglige les couplages entre les panneaux d'habitacle et l'habitacle. On décompose alors les transferts en 3 parties :

- Premièrement, on calcule ou on mesure le champ acoustique externe, global et pour chaque source, afin de déterminer le chargement acoustique de chaque panneau.

- Dans un deuxième temps, on calcule ou on mesure les coefficients de transmission de chaque panneau individuellement.

- Enfin, on calcule la contribution acoustique de chaque source et de chaque panneau sur la pression aux oreilles d'une tête acoustique.

Méthodes numériques de détermination des sources équivalentes

Le principe de détermination des sources équivalentes est basé sur l'utilisation du champ acoustique rayonné par une structure complexe ou un organe en conditions de fonctionnement. Ce champ acoustique sera considéré comme un champ de référence qui sera comparé à celui obtenu à l'aide du modèle équivalent que l'on va établir. Le nombre de sources acoustiques équivalentes et la taille du modèle doivent être minimum pour un niveau de précision donné. Cela signifie que l'on détermine la meilleure distribution de sources équivalentes pour un niveau de représentation requis. La détermination de cette méthode a été réalisée chez PSA Peugeot Citroën dans le contexte d'une thèse CIFRE [8] et des résultats préliminaires ont été présentés en référence [6].

Les contraintes imposées pour l'élaboration de la méthode sont de trois ordres :

Critères physiques

- Prise en compte des effets de diffraction. Ces effets sont produits par la géométrie de la structure complexe (tel un groupe motopropulseur). La prise en compte de ces effets permettra d'effectuer des calculs de rayonnement dans différentes conditions de confinement (compartiment moteur, caisse automobile...).

- Obtention d'une distribution unique de sources pour représenter le rayonnement de la structure dans différentes conditions de fonctionnement (vitesse, charge...).

 Analyse des contributions des modes propres, des composants de la structure, et des sources à la réponse acoustique.

Critères de calculs

- Réduction des temps de calcul

- Possibilité d'effectuer de nouveaux calculs, avec la même distribution de sources, pour d'autres configurations.

- Réduction de la taille du modèle numérique pour inclure plusieurs modèles équivalents (groupe motopropulseur, échappement, roue...) dans un modèle de calcul de champ acoustique diffracté autour du véhicule.

Exactitude de la solution

Niveau de puissance acoustique : global pour la structure et local pour les composants et surfaces élémentaires
Niveau de pression acoustique : global et local.

Pour respecter ces conditions, plusieurs techniques de recherche de sources équivalentes ont été évaluées : techniques d'optimisation, technique de multipôle et technique inverse.

Technique d'optimisation : Après la définition de la fonction "objectif", cette fonction est minimisée selon certaines variables. Ces variables peuvent être les coordonnées et le débit des sources [9]. Une des difficultés actuelles d'application des méthodes d'optimisation vibroacoustique en contexte industriel est la nécessité de disposer d'une formulation analytique décrivant le comportement physique de la structure étudiée. Or, pour les structures réelles telles qu'un groupe motopropulseur, on utilise pour les calculs vibroacoustiques une discrétisation du problème et des techniques de calcul par éléments finis [5] qui ne permettent pas d'appliquer, sans des développements très importants, ce type de techniques.

Représentations multipôlaires : Ces méthodes sont basées sur la détermination de sources multipolaires. Elles sont particulièrement fiables et intéressantes mais possèdent l'inconvénient de lier les distributions de sources obtenues à leurs conditions de rayonnement. Cela signifie que si l'on modifie les effets de diffraction liés à l'environnement de la source, il est nécessaire d'effectuer une nouvelle recherche de sources. Ceci est une forte limitation pour les calculs de dimensionnement vibroacoustique de véhicule pour lesquels on veut utiliser les modèles équivalents de moteurs, de lignes d'échappement, d'équipements ou de pneumatiques dans différentes configurations de compartiments moteur ou différentes carrosseries...

Une nouvelle approche, basée sur les méthodes inverses, permet de respecter les principales contraintes évoquées dans les paragraphes précédents. Cette méthode est basée sur la projection d'un rayonnement de référence sur le rayonnement de sources acoustiques élémentaires localisées à la surface de la structure étudiée. Les rayonnements de référence et des sources sont déterminés par une méthode classique de calcul du champ acoustique basé sur une formulation intégrale et une technique de discrétisation par éléments finis de frontière. Dans les paragraphes suivants, nous décrirons la méthode qui se décompose en deux étapes : une procédure de prélocalisation de sources puis différentes procédures de sélection.

Dans un premier temps, nous présenterons une technique d'estimation de la réponse acoustique utilisant un principe de décomposition modale. Cette approche est particulièrement intéressante pour permettre aux ingénieurs d'étude d'effectuer une analyse des composants responsables des différentes contributions sonores de la réponse acoustique, elle permet également une réduction importante des temps de calcul. La détermination du rayonnement acoustique à chaque régime, pour chaque fréquence, chaque mode de vibration de structure et chaque composant permet une identification des modes pénalisant l'acoustique de la structure et également une identification des composants sur lesquels on peut intervenir pour réduire le bruit rayonné.

Dans un deuxième temps, nous préciserons les méthodes permettant d'obtenir et de sélectionner une distribution de sources équivalentes permettant d'obtenir un champ acoustique équivalent au champ de référence.

Présentation de l'approche modale pour le rayonnement de structure

Si le modèle structure est basé sur une technique de discrétisation et de calcul par éléments finis, le déplacement en tout point de la structure à la pulsation ω peut s'exprimer :

$$\{w(\omega)\} = [\varphi]\{C(\omega)\}$$
(1)

 $[\phi]$ est la matrice des vecteurs propres de la structure et $\{C (\omega)\}$ est le vecteur des facteurs de participation modaux.

La réponse de la structure peut s'exprimer par la relation :

$${P(\omega)} = [E(\omega)] \{\dot{w}_N(\omega)\}$$
 (2)

(P(o)) est le vecteur contenant la pression aux points utilisés pour calculer les rayonnements de référence.

[ws(m)] est le vecteur des vitesses normales à la structure des parois externes.

[E(o)] est l'opérateur de rayonnement de la structure.

Chaque terme représente la fonction de transfert entre la vitesse au centre de chaque élément fini de frontière de la surface externe de la structure, et les points d'observation.

A partir des relations (1) et (2), on peut exprimer la pression acoustique sous la forme :

$${P(\omega)} = [E(\omega)][T][\varphi] \{C(\omega)\}$$
(3)

[T] est une matrice rectangulaire représentant la détermination des vitesses normales à la structure à partir de sa base propre. La matrice $[E(\omega)]T[\omega]$ représente le rayonnement de chaque mode de la structure.

La méthode développée permet l'estimation du rayonnement de chaque mode à partir d'une distribution de sources ponctuelles. On peut écrire :

$$[E(\omega)][T][\varphi]_{n} = [H(\omega)]\{Q_{n}\}$$
(4)

Ist représente les déplacements du mode n.

Imprésente le débit de chaque source.

[H(w)] est une matrice rectangulaire représentant les fonctions de transfert (ou fonction de Green) entre les sources ponctuelles et les points d'observation.

On obtient alors une distribution de sources pour chaque fréquence d'étude pour chaque mode propre. Cependant, on peut estimer le rayonnement de chaque mode propre, à sa fréquence de résonance, avec une distribution de sources équivalentes. La relation (3) devient :

$$\{P_{ref}(\omega_n)\} = [E(\omega_n)][T][\phi]_n = [H(\omega_n)]\{Q_n\}$$

(5)

Par une technique basée sur l'inversion de matrice rectangulaire (pseudo-inverse), on détermine le débit acoustique de chaque source :

$$\{Q_n\} = \left[H(\omega_n)\right]^n \left\{P_{ref}(\omega_n)\right\}$$
(6)

Cette distribution de sources décrit le rayonnement de chaque mode. On définit alors des techniques de sélection pour créer une distribution unique de sources équivalentes permettant de représenter le rayonnement de tous les modes. La relation (5) devient :

$${P_{ref}(\omega)} = [H(\omega)][Q]{C(\omega)}$$
 (7)

^[Q] est une matrice rectangulaire représentant les débits de sources équivalentes au rayonnement de chaque mode.

Cette nouvelle méthode peut être résumée comme suit. Une première étape permet de déterminer le rayonnement de chaque mode propre de la structure à sa fréquence de résonance (rayonnements de référence). Lors d'une seconde étape, on détermine une distribution de sources équivalentes pour représenter les rayonnements de référence.

Dans les paragraphes suivants, nous décrivons les méthodes développées pour sélectionner les sources équivalentes en vue d'obtenir une distribution unique de sources.

Description de la méthode permettant de décrire un rayonnement de référence

La première étape de cette méthode est de définir une première distribution de sources équivalentes à un rayonnement de référence. À partir des déformées modales, on recherche pour chaque mode les maximums de débits en utilisant une technique de comparaison du débit d'un élément avec ses éléments voisins. Ces maximums sont ensuite utilisés pour définir des zones de rayonnement à la paroi de la structure. Selon la forme de chaque zone et leur surface, on place une ou plusieurs sources à la surface de la structure. Ces sources représentent une première distribution de sources équivalentes représentant le rayonnement de chaque mode. On fusionne ensuite les distributions obtenues pour chaque mode en une seule distribution en cherchant à diminuer le nombre de sources par critère de proximité. Le nombre final de sources est généralement très important et largement supérieur au nombre de sources nécessaire à la représentation du rayonnement de chaque mode. La seconde étape consiste donc à réduire ce nombre de sources.

Dans le but de procéder à la sélection des sources, on calcule tout d'abord le rayonnement de chacune des sources pré-localisées et les rayonnements de référence. Ces calculs sont effectués à partir d'une méthode par éléments finis de frontière. On peut noter que le nombre de sources n'augmente pas les temps de calcul qui dépendent principalement du nombre d'éléments finis du modèle. A partir du rayonnement de chaque mode et des sources prélocalisées ({Pourse(ma)}), on définit une technique de sélection permettant de respecter la relation :

$$\{P_{ref}(\omega_n)\} = [H(\omega_n)]\{Q_n\} \quad \forall n$$

(8)

Cette sélection est basée sur une évaluation quantitative de la ressemblance entre le rayonnement obtenu à partir de sources ponctuelles et le rayonnement de référence. Un coefficient de corrélation entre le rayonnement équivalent et le rayonnement de référence est appliqué :

correlation coefficient =
$$\frac{\left(\left\{P_{surrer}(\omega_{s})\right\}'\left\{P_{sur}(\omega_{s})\right\}\right)^{2}}{\left(\left\{P_{surrer}(\omega_{s})\right\}'\left\{P_{surrer}(\omega_{s})\right\}\right)\left(\left\{P_{ref}(\omega_{s})\right\}'\left\{P_{ref}(\omega_{s})\right\}\right)}$$
(9)

On considère que la sélection des sources est satisfaisante quand ce coefficient de corrélation est supérieur à une valeur seuil préalablement définie. Nous montrerons qu'une valeur de 0,99 assure une bonne représentation des rayonnements et des puissances acoustiques. Pour sélectionner les sources, nous utilisons également ce coefficient. Pour la représentation du rayonnement d'un mode propre de la structure, on ordonne les sources selon la ressemblance de leur rayonnement avec le rayonnement de référence considéré. Par un processus itératif, on recherche une distribution optimale des sources en les sélectionnant une à une selon l'ordre établi. A chaque itération, le débit des sources est déterminé par la relation (6) et le processus itératif est appliqué au rayonnement de chaque mode. On définit ensuite une distribution unique de sources représentant le rayonnement de tous les modes. Le processus est utilisé pour réduire de nouveau le nombre de sources.

Description de la méthode d'estimation de la réponse acoustique

La distribution de sources équivalentes étant définie avec leurs débits acoustiques associés à chaque mode, la réponse acoustique de la structure est estimée en suivant la procédure suivante :

- Calcul de la matrice de transfert [H (ω)] à chaque fréquence requise pour l'application désirée. Cette étape est la plus coûteuse en temps étant donné qu'elle utilise une méthode numérique par éléments de frontière. Cependant, elle est réalisée une seule fois, quels que soient les cas de chargement appliqués par la suite. Les calculs de réponse effectués dans les étapes suivantes sont alors très rapides. De plus, les critères de maillage, couramment définis pour réaliser les modèles numériques de calculs vibroacoustiques de structure, ne sont pas directement appliqués puisque le modèle acoustique équivalent de la structure destiné à représenter les effets de diffraction est un modèle rigide. On applique alors des critères de maillage acoustiques pour réduire la taille des modèles et donc réduire les temps de calculs.

- Pour chaque condition de fonctionnement de la structure, on doit déterminer les facteurs de participation modaux. On calcule alors directement la réponse acoustique par principe de superposition modale.

Ces étapes ont été appliquées avec succès sur un cas académique de rayonnement de plaque pour plusieurs cas de chargement et d'amortissement. Nous présentons certains résultats de ces applications dans les paragraphes suivants (2.4). Nous démontrerons ensuite la validité de la démarche sur une application industrielle (3).

Application académique

Nous présentons l'un des cas académiques utilisés pour la validation de la méthode. Il consiste en une plaque rectangulaire encastrée dans un baffle infini et rayonnant en milieu semi-anéchoïque. Pour le domaine de fréquence considéré [0-1 800 Hz], nous avons une centaine de modes d'après les dimensions de la plaque (0,46 m x 0,41 m, ép. 0,8 mm). Pour chaque mode propre, nous déterminons une distribution de sources équivalentes que nous comparons à des distributions obtenues en utilisant des méthodes d'optimisation. Il a été largement montré que les méthodes d'optenir un nombre minimum de sources pour représenter un rayonnement de référence ([6],[8],[9]). Le processus d'optimisation a été appliqué en utilisant la formulation analytique du rayonnement, en milieu semi-anéchoïque, d'un monopôle localisé sur une surface plane. Les rayonnements de référence ont été calculés à partir de la formulation de Rayleigh qui, pour le cas d'une structure plane bafflée, permet de calculer les champs acoustiques proches et lointains sans hypothèse simplificatrice. Sur la figure 1, nous comparons les distributions de sources équivalentes au rayonnement du mode 8-2 en appliquant les deux méthodes précédemment citées.

On peut constater que la localisation et le nombre de sources sont très similaires illustrant bien l'ensemble des résultats obtenus pour les 100 modes traités. On peut souligner que pour la représentation du rayonnement de certains modes, le nombre de sources sélectionnées est supérieur avec la nouvelle méthode. Ces différences peuvent s'expliquer par la nécessité de corriger des erreurs de phase induites par une localisation incorrecte de certaines sources. Après la sélection finale des sources nécessaires à la représentation du rayonnement de tous les modes (cf. 2.3), on constate que ces ajouts n'influent pas sur le nombre final de sources.

La distribution finale de sources au nombre de 25 a été utilisée pour calculer la réponse acoustique d'un plaque excitée par une force ponctuelle entre 0 et 1 800 Hz. La réponse acoustique analytique a été comparée à celle obtenue à partir des sources équivalentes (figure 2). On peut observer une bonne corrélation entre la puissance acoustique calculée par les deux méthodes. Les différences se limitent à 0,1 dB. Plusieurs configurations sur ce cas académique ont été traitées et ont permis de valider la méthode [8]. On a également comparé des spectres de pression en différents points de l'espace en obtenant des résultats très satisfaisants.

Application automobile

Nous décrirons les principales étapes du calcul de la réponse acoustique pour une structure complexe. Ces calculs ont été effectués sur un groupe motopropulseur en tenant compte des efforts de combustion, des efforts sur l'attelage mobile et de la charge moteur provenant de la rotation du vilebrequin en condition de roulage. Nous ne tenons pas compte des autres sources (par exemple bruit de soupape, bruit d'admission...).



Fig. 1 : Comparaison de la localisation des sources entre deux méthodes : méthodes d'optimisation et nouvelle méthode de localisation



Fig. 2 : Comparaison d'un spectre de puissance à partir de l'intégrale de Rayleigh et des sources équivalentes

Le rayonnement acoustique du groupe motopropulseur peut être présenté en 5 étapes :

1- Calcul dynamique non linéaire des vibrations du groupe motopropulseur pour connaître les déplacements normaux à la surface externe de la structure et les coefficients de participation modale pour chaque mode dans le domaine de fréquence d'intérêt.

2- Calcul du rayonnement acoustique de chacun des modes pour obtenir les rayonnements de référence dont on cherche une représentation équivalente.

3- Définition d'un modèle équivalent : modèle de diffraction et recherche des sources équivalentes.

- 4- Calcul de la réponse acoustique.
- 5- Analyse des résultats.

Le calcul de rayonnement d'un groupe motopropulseur conduit à plusieurs cas de chargement pour plusieurs vitesses de rotation. Typiquement, on définit 5 charges moteur (0 %, 25 %, 50 %, 75 % et 100 %) pour des vitesses allant de 700 à 6 000 tours/minute par pas de 50 ou 100 tours/minute. Cela implique de 200 à 400 calculs selon la richesse d'information désirée ce qui met en valeur l'intérêt de diminuer les temps de calcul. La première étape est réalisée avec des modèles simplifiés de comportement de structure. Les étapes 2 et 3 sont effectuées une seule fois pour une même structure. L'étape 4 est réalisée pour chaque condition de fonctionnement mais ces calculs sont très rapides avec la méthode développée.

Nous présentons chaque étape du calcul.

Calcul de la réponse dynamique du groupe motopropulseur

La détermination de la réponse dynamique est divisée en 4 parties.

Modèle dynamique équivalent du vilebrequin Deux sortes de modèles éléments finis sont réalisées pour représenter le vilebrequin. Un premier modèle détaillé (figure 3a) permet de construire un modèle simplifié à l'aide d'éléments poutre (figure 3b). Le nombre de degré de liberté est réduit et ce modèle peut alors être utilisé pour tenir compte du comportement dynamique non linéaire du vilebrequin et son film d'huile lors du calcul des efforts vibratoires appliqués au carter cylindre.

Modèle dynamique de structure du groupe motopropulseur

Le comportement dynamique de la structure du groupe motopropulseur (carter cylindre, culasse, carter de boite de vitesse, support moteur, carter d'huile, filtre à air) est déterminé en construisant un modèle éléments finis (couramment 10 000-30 000 éléments). La figure 4a présente le modèle d'un groupe motopropulseur 4 cylindres - 2 litres. Ce modèle, combinaison d'éléments volumiques et de coques comprend 65 000 degrés de liberté. Le domaine de fréquence considéré est 0-600 Hz mais un raffinement du maillage des éléments flexibles (carter d'huile, filtre à air) permettrait de monter plus haut en fréquence.



Fig. 4 : Modèles éléments finis du GMP



Calcul dynamique non linéaire du modèle complet

Le film d'huile entre le vilebrequin et les paliers du carter cylindre a un comportement non linéaire. Sa raideur et son amortissement dépendent de l'excentricité des tourillons du vilebrequin à l'intérieur des paliers du carter cylindre moteur. Pour prendre en compte ce comportement non linéaire, un calcul temporel est effectué sur plusieurs tours de vilebrequin. Ensuite, par Transformée de Fourier, on détermine les efforts appliqués aux paliers et aux parois des chambres de combustion. Cela conduit au calcul linéaire de la réponse dynamique de la structure.

Analyse dynamique du groupe motopropulseur

La réponse dynamique est calculée à partir des spectres des efforts précédemment obtenus et elle permet de déterminer les coefficients de participation modale. Les modes propres de la structure et les coefficients modaux sont stockés dans une base de données et sont utilisés pour les étapes suivantes.

La réponse dynamique du groupe motopropulseur a été calculée entre 0 et 500 Hz avec 21 modes propres incluant les modes de corps rigides. Le carter d'huile et le filtre à air sont les composants les plus flexibles. L'analyse vibroacoustique que nous avons réalisée permet d'identifier dans les réponses acoustiques et vibratoires,

pour chaque condition de fonctionnement (régime et charge), les fréquences caractéristiques pour lesquelles on souhaite effectuer des modifications de réponse. A ces fréquences caractéristiques on peut identifier et hiérarchiser la participation des modes propres de structures et les composants contribuant aux réponses acoustiques et vibratoires. On peut identifier quel mode intervient dans la réponse par analyse vectorielle des coefficients modaux. On peut également identifier quels composants interviennent dans la réponse structure par cartographie des énergies de déformation. La figure 5 illustre certains résultats obtenus. En utilisant des modèles dynamiques, il est ainsi possible de définir pour chaque mode si celui correspond à une déformation globale ou locale de la structure. Ce type de cartographie contribue également au diagnostic des modifications à apporter.

Calcul du rayonnement acoustique

Calcul du rayonnement acoustique des modes propres

La méthode des sources équivalentes définie en 2.3 utilise deux modèles éléments finis de frontière (BEM) (figure 4b-4c). Pour le calcul du rayonnement acoustique des modes propres le maillage utilisé est obtenu par extraction de la peau du maillage de structure (figure 4a). Ce maillage doit respecter un critère de maillage en If/4-If/8 selon la précision recherchée (If : longueur des ondes de



Fig. 5 : Cartographie d'énergie de déformation



Fig. 6 : Illustration des effets champ proche-champ lointain sur la localisation des sources



Fig. 7 : Rayonnement acoustique du mode 10

flexion). Des critères locaux de maillage plus contraignant peuvent être adoptés pour assurer une bonne représentation des singularités géométriques. Le maillage utilisé est présenté figure 4b. Il a été créé par une procédure automatique à partir du maillage de structure avec certaines interventions manuelles. Il comprend 5 000 éléments et le calcul du rayonnement d'une déformée prend 800 CPUs. À partir de ce modèle, nous calculons les rayonnements de modes propres, à leur fréquence de résonance, en projetant leur déformée sur les éléments fluides. Ce rayonnement est calculé en des points proches de la structure pour conserver les effets de rayonnement en champ proche. Nous illustrons, sur la figure 6, l'intérêt de conserver les effets de champ proche lors d'une recherche de sources équivalentes.

L'objectif de la démarche est d'obtenir un modèle équivalent indépendant des conditions de rayonnement de la structure. Il faut en particulier pouvoir intégrer un groupe motopropulseur dans un compartiment moteur après détermination du modèle équivalent dans des conditions de rayonnement en milieu semi-anéchoïque. Ceci sous-entend de conserver le maximum d'informations sur les caractéristiques du rayonnement de la structure. Des points d'observation éloignés de la structure ne permettraient pas de conserver les effets de champ proche, et ceci impliquerait une erreur lors de la détermination du rayonnement du modèle en milieu confiné, si les effets de diffraction liés au confinement sont proches de la structure étudiée. Nous considérons donc couramment des points d'observation situés à une distance de la structure comprise entre 3 et 10 cm. La figure 7b présente la localisation des points d'observation considérés dans cette étude. Nous présentons également les vitesses normales à la structure associées à la déformée du mode 10 (figure 7a), ainsi que son rayonnement associé (figure7c).

Définition du modèle équivalent

Un second modèle BEM est dédié au modèle équivalent. Il possède des conditions limites rigides et permet de représenter les effets de diffraction de la structure dans des environnements variés (GMP implanté dans différents compartiments moteurs) et en présence d'autres sources (pneumatiques). Ce modèle, illustré figure 4c, possède 1 500 éléments. Son maillage est plus grossier que le maillage fluide nécessaire au calcul des rayonnements de référence. En effet, il doit respecter un critère en I/4 (l : longueur des ondes acoustiques). Pour le domaine de fréquence considéré, ce critère est moins exigeant. Le temps de calcul par fréquence est de l'ordre de 50 CPUs. Le processus itératif présenté en 2.2 sera appliqué pour sélectionner les sources en les projetant à la surface de ce modèle. Toutes les étapes de la démarche ont été intégrées aux outils de PSA Peugeot Citroën (outil métier OPTIMA) pour rendre le processus totalement automatique. Les zones de rayonnement pour chaque déformée sont déterminées.

Pour chaque zone, on définit la meilleure position des sources pré-localisées (cf. figure 8) puis on génère les distributions initiales de sources pour chaque mode. Enfin, une distribution unique de sources pour tous les modes est créée en considérant des critères de proximité entre les modes. Une opération de fusion est alors possible pour réduire le nombre de sources initiales. Pour chaque source et pour chaque mode, on définit un débit volumique lié à la surface de la zone de rayonnement à laquelle la source est rattachée. Les calculs de rayonnement de référence et des fonctions de transferts sont effectués. A partir de ces données, le process sélectionne les sources selon des critères, définis par l'utilisateur, sur la précision souhaitée.



Fig. 8 : Exemples de prélocalisation de sources

A la fin de ce process, on obtient 44 sources pour le cas que nous avons considéré. Ce modèle équivalent garantit une précision de 0,3 dB sur la puissance acoustique globale. Dans le tableau 1, nous présentons une quantification sur la ressemblance du rayonnement pour chacun des modes. Les colonnes 1 à 3 présentent respectivement le coefficient de corrélation pour le module, la partie réelle et la partie imaginaire du champ de pression. Les colonnes 4 à 7 présentent les erreurs minimales, maximales et moyennes sur le module de la pression et l'erreur sur la puissance acoustique.

Pour affiner l'analyse des résultats, on détermine les pourcentages de points selon l'erreur sur le module de la pression. On constate que globalement les champs de pression sont très peu différents. Dans certains cas, les erreurs maximales et le pourcentage de points pour une erreur supérieure à 3 dB peuvent être importants. Une analyse sur la localisation de ces points montre qu'il s'agit de points où la pression est très faible, donc avec peu de signification physique. Ces résultats illustrent la robustesse du processus et, à titre d'exemple, nous présentons une comparaison entre le rayonnement de référence et le rayonnement équivalent pour le mode 10.



Fig. 9 : Comparaison du rayonnement du mode 10 : Méthode traditionnelle - sources équivalentes

Mode number	Correlation Coefficients			Errors (dB)				Errors distribution	
	Module	Real Part	Imag. part	min.	max.	moy.	Power	≤ 1 dB	>1dB et ≤ 3 dB
7	1.00	1.00	1.00	0.00	0.36	0.02	0.00	100 %	0%
8	1.00	0.99	1.00	0.00	3.42	0.28	0.04	96 %	3%
9	1.00	0.99	1.00	0.00	10.29	0.49	0.03	90 %	6%
10	1.00	1.00	1.00	0.00	3.08	0.23	0.02	97 %	2.5 %
11	1.00	1.00	1.00	0.00	2.20	0.25	0.18	97 %	3 %
12	1.00	0.99	1.00	0.00	6.82	0.29	0.04	95 %	4 %
13	1.00	1.00	1.00	0.00	3.57	0.26	0.11	95 %	4.5 %
14	1.00	0.98	1.00	0.00	5.81	0.66	0.07	88 %	9%
15	1.00	0.99	1.00	0.01	17.51	1.02	0.46	72 %	25 %
16	1.00	1.00	1.00	0.00	11.68	0.37	0.12	94 %	5%
17	1.00	0.98	1.00	0.00	16.45	0.78	0.04	82 %	13 %
18	0.99	0.98	1.00	0.00	7.15	0.33	0.01	96 %	3.5 %
19	0.99	0.98	0.99	0.00	8.68	0.89	0.01	76 %	15.5 %
20	1.00	0.99	1.00	0.00	2.83	0.34	0.05	94 %	6%
21	1.00	0.98	1.00	0.00	5.31	0.68	0.2	81 %	16.5 %

Tableau 1 : Représentation du rayonnement des 15 premiers modes de GMP en milieu semi-anéchoïque



Fig. 10 : Comparaison de la puissance rayonnée : calcul de références-sources équivalentes (3 000 tr/mn-50%) de charge

Calcul de la réponse acoustique

La réponse acoustique du groupe motopropulseur est obtenue à partir de sources équivalentes et des coefficients de participation modaux déterminés en 3.1.4.

Nous présentons sur la figure 10 une comparaison des spectres de puissance pour un régime de 3 000 tours/minute et une charge de 50 %. Le calcul de référence a été effectué traditionnellement à partir des réponses dynamiques de la structure et un calcul BEM à vitesses imposées. La comparaison est satisfaisante, l'erreur sur la puissance étant inférieure à 0,5 dB. Le calcul équivalent a été effectué en une minute sur station Silicone Elan au lieu de 6 heures sur CRAY/YMP pour le calcul de référence. L'analyse complète du groupe motopropulseur peut donc être réalisée pour l'ensemble des régimes et des charges souhaités. Les temps de calcul représentent alors quelques centaines d'heure (pour une approche traditionnelle) pour quelques minutes à partir de la démarche sources équivalentes. La réduction des temps de calcul apparaît comme un avantage certain et nous rappelons que l'approche sources équivalentes permet à l'ingénieur d'avoir accès à toutes les grandeurs physiques et géométriques nécessaires pour prendre des décisions de modification de pièces en phase projet.

Application véhicule

Comme nous l'avons déjà présenté dans les parties précédentes, le type de modèle équivalent obtenu permet de l'intégrer dans milieux confinés aussi variés que des compartiments moteurs différents de gammes de véhicule de différents segments. Dans le cas où les points d'observation sont à une distance inférieure à la distance comprise entre la structure et les éléments diffractants rajoutés par le confinement, on peut alors calculer la réponse de la structure étudiée pour tout type d'environnement. La diminution des temps de calcul est encore plus importante et on peut alors calculer le rayonnement pour plusieurs conditions de fonctionnement. Jusqu'alors cette démarche entraînait des temps de calcul rédhibitoires.

Le calcul des fonctions de transferts aériens et la contribution des différentes sources ou des différents chemins de transferts peuvent être déterminés en suivant la méthodologie décrite en 3.2.1 et illustrée en 3.2.2.

Méthodologie pour le calcul acoustique de la réponse véhicule

Le calcul acoustique de la réponse véhicule est déterminé en 4 étapes :

1- Réalisation du modèle acoustique

L'ingénieur doit intégrer le modèle représentant le groupe motopropulseur dans le modèle de synthèse vibroacoustique représentant le véhicule. On peut souligner que plusieurs sources de rayonnement (roues, ligne d'admission, ligne d'échappement...) peuvent être introduites étant donné la petite taille des modèles. On peut alors prendre en compte les effets de diffraction liés à la présence de ces structures dans le problème de rayonnement.

2- Calcul acoustique des fonctions de transfert entre toutes les sources équivalentes et les points de réponse acoustique

Cette seconde étape est dédiée aux configurations pour lesquelles le champ de pression acoustique externe est

calculé indépendamment en moyennes et hautes fréquences (cf. 1.2.2, 1.2.3). On calcule alors une seule fois les transferts aériens entre sources et points d'observation. Ils serviront ensuite à déterminer la réponse acoustique dans les différentes conditions de fonctionnement étudiées. Ceci réduit considérablement les temps de calcul.

3- Calcul de la réponse acoustique

Deux options sont possibles. En très basses fréquences (cf. 1.2.2), pour lesquelles on doit prendre en considération les effets de couplage, le calcul sera effectué en considérant un système couplé entre les différentes sources et la caisse automobile. Pour les moyennes et hautes fréquences, ou en basses fréquences si l'on néglige les effets de couplage, on peut alors appliquer une superposition vectorielle pour déterminer la réponse acoustique. Les transferts calculés dans l'étape 2 sont alors pondérés par les débits de sources calculés à partir des coefficients modaux.

4- Analyse de la réponse

Le calcul de la réponse effectué dans l'étape 3 peut être analysé par différentes approches : facteurs de participation des sources, mais aussi facteurs de participation des panneaux d'habitacle si le calcul est sous-structuré. On peut ainsi définir les composants à modifier dans le but d'améliorer le confort acoustique véhicule.

Exemple pour un champ acoustique externe

Les possibilités de la méthode seront présentées dans le cas du calcul des fonctions de transferts aériens externes autour d'un véhicule. Quand l'ingénieur doit établir les chargements acoustiques de chaque panneau d'habitacle, il est conduit à utiliser des modèles numériques BEM selon la méthodologie définie en 3.2.1. Pour illustrer et démontrer l'exactitude de la méthode développée, nous présentons une comparaison entre deux calculs. Le premier a été réalisé en suivant la méthodologie présentée, le deuxième est un calcul par méthode directe. Ce calcul est coûteux en temps et a été rendu possible par l'intermédiaire d'un modèle carrosserie destinée aux basses fréquences. La comparaison est présentée sur la figure 11 pour une fréquence mais elle pourrait être étendue à tout le domaine de fréquence. La figure 11a montre le maillage du véhicule utilisé ainsi que la localisation des points d'observation. Une comparaison est établie pour la partie inférieure et la partie supérieure du véhicule. Nous constatons une bonne représentation du champ de pression en particulier sous plancher. Les résultats sont satisfaisants et illustrent les possibilités de la méthode pour conduire un calcul réaliste sur un véhicule complet.



Conclusion

Une nouvelle méthode numérique basée sur la détermination de sources équivalentes a été présentée et validée sur un cas académique et sur le cas d'un groupe motopropulseur dans différentes conditions de rayonnement. Les nouveaux algorithmes développés sont une combinaison de méthodes inverses et de sélection automatique de sources basée sur une représentation du rayonnement de chaque mode propre de structure. Ces algorithmes minimisent le nombre de sources nécessaires à la description du rayonnement acoustique de structure complexe. On peut souligner 3 avantages principaux de cette méthode :

 le premier point est la possibilité, avec ce type de modèle équivalent, de tenir compte des effets de diffraction liés à l'environnement comme le compartiment moteur, l'effet du sol ou de la structure d'une caisse équipée. Les sources équivalentes de ce modèle peuvent être déterminées en milieu semi-anéchoïque en utilisant des critères champ proche, pour être utilisée dans un environnement véhicule. De plus, si plusieurs modèles de sources sont utilisés (moteur, ligne d'admission; roues, équipements...), ils peuvent être modifiés indépendamment pour pouvoir tester plusieurs configurations.

 le second point est la possibilité d'utiliser cette démarche dans un processus de conception pour analyser les écarts entre les courbes "objectifs" et les courbes de la configuration utilisée. Le concepteur peut alors définir : les fréquences et les nivaux de pression à modifier, les composants concernés par les effets du rayonnement, et analyser les contributions des forces primaires et les facteurs de participation modaux de chaque composant. Il pourra ainsi définir les modifications à apporter pour atteindre les objectifs fixés.

 le troisième point est la possibilité d'utiliser des modèles hybrides de véhicule combinant des représentations de sources équivalentes expérimentales ou numériques.

Le modèle des sources équivalentes est utilisé en basses et moyennes fréquences sur des modèles hybrides vibroacoustique de véhicule pour déterminer les participations aériennes de chaque source. En basses fréquences, les effets de couplage spatio-fréquentiel doivent être pris en compte en utilisant des modèles couplés. En moyennes fréquences, les contributions aériennes peuvent être calculées en utilisant des hypothèses de découplage permettant ainsi de réduire les temps de calculs.

Remerciements

Le travail présenté dans cet article est basé sur les actions de recherche réalisées à la direction de la "Recherche et Projets Avancés d'Innovation" de la Direction Recherche et Innovation Automobile du groupe PSA Peugeot Citroën dans le contexte de programmes de recherche sur les nouvelles méthodologies et outils acoustiques.

Références bibliographiques

[1] X. Bohineust, A. Bardot, F. Dupuy, Vehicle noise design modifications analysis using truncated transfer path techniques; Proceedings of the International Congress ISMA 21, 1996, pp 1979, 1989.

[2] X. Bohineust, B. Bouizem, Noise analysis of vehicle using holography and multi-input signal processing signal processing techniques. XXVI Congress FISITA Praha, June 1996.

[3] X. Bohineust, B. Bouizem, C. Stawicki, Vibration ranking of multipath energy transfer in vehicle structures using structural intensity measurement, Proceedings of the 4th International congress on intensity techniques, Senlis, pp 437-444, 1993.

[4] H. Giardi, X. Bohineust, Boundary element calculation of external field around simple structures applied to vehicle analysis, Proceedings of the International Congress ISMA 19, 1994, pp 853-866.

[5] H. Giardi, F Dupuy, X. Bohineust, Application des calculs de champ diffracté à l'analyse des transferts par voies aériennes en moyennes fréquences, 3ème Congrès International SIA Paris Pantin 29-30 mai 1996

[6] X. Ouisse, X. Bohineust, Equivalent automotive acoustical sources modelling using inverse and adaptating techniques, XI Colloque Vibrations, Chocs et Bruit, juin 1996, Revue Mécanique Industrie et Matériaux, volume n° 4, Déc 1996, pp 163-167.

[7] C. Stawicki, X. Bohineust, F. Dupuy, The use of modal synthesis in engine noise optimization : example of the crankshaft with flywheel, Proceedings of the international Congress ISMA 17, 1992, pp 125-142.

[8] X. Ouisse, Equivalent acoustical sources models determination of vibrating complexes structures radiating in anechoic and enclosed field, thèse de doctorat, Université de Compiègne, Dec1996 (restricted).

[9] Sidki-Legros-Guilhot-Flenner, Caractérisation et localisation des sources acoustiques par des méthodes d'optimisation, Proceeding 2éme Congrès International sur l'Intensimétrie Acoustique, 1985, pp 1-8

[10] To WM - Ewins D, The role of generalized inverse in structural dynamics, JSV 186 (2), 1995, pp 185-195