

CFA/VISHNO 2016

Prédiction de bruit d'origine aérodynamique en moyennes fréquences par la méthode SmEdA

F. Van Herpe^a, N. Totaro^b, T. Lafont^b, H. Lazure^c et J. Laumonier^d

^aPSA Peugeot Citroen, Route de Gisy, Innoval Parc Sud, 78943 Velizy Villacoublay Cedex, France

^bLVA, INSA-Lyon, 25 bis Avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne, France

^cPSA Peugeot Citroen, ENSIP / Institut Pprime - Bâtiment E7, 6 rue Marcel Doré - TSA 41105, 86073 Poitiers Cedex 9, France

^dInstitut Pprime, CNRS - Université de Poitiers - ENSMA - UPR 3346, ENSIP bâtiment B17 - 6 rue Marcel Doré - TSA 41105, 86073 Poitiers Cedex 9, France
francois.vanherpe1@mpsa.com



LE MANS

Dans le domaine automobile, les études aéro-acoustiques reposent encore beaucoup sur des mesures en soufflerie. Le coût exorbitant associé à ces séances de mesures et à la réalisation des prototypes pousse PSA Peugeot Citroën à développer une filière numérique pour la prédiction du bruit d'origine aérodynamique perçu par les passagers. Dans le domaine des hautes fréquences, la solution retenue est le couplage d'un code de mécanique des fluides compressible et transitoire avec un code vibro-acoustique de type SEA (Statistical Energy Analysis). Cependant les hypothèses fondatrices de la SEA sont remises en cause dans le domaine des moyennes fréquences où la contribution du bruit aérodynamique n'est pourtant pas négligeable. Nous proposons alors d'utiliser la méthode SmEdA (Statistical modal Energy distribution Analysis) qui est une reformulation de la SEA permettant d'étendre son domaine de validité vers les moyennes fréquences en n'imposant pas l'hypothèse d'équipartition de l'énergie modale. Elle est appliquée dans cet article au cas d'une cavité acoustique couplée à un vitrage excité par la couche limite turbulente se développant dans le sillage d'une marche montante. Les prédictions numériques du niveau de bruit dans la cavité par la méthode SmEdA sont comparées à des mesures réalisées en soufflerie.

1 Introduction

Pour améliorer le confort des passagers, les constructeurs automobiles ont effectué durant les dernières décennies des progrès considérables dans l'insonorisation des véhicules. Le bruit du moteur ainsi que le bruit de roulement (contact pneumatique/chaussée) ont été nettement réduits. Le bruit d'origine aérodynamique doit suivre le même chemin pour ne pas devenir prépondérant lors des trajets sur autoroute ou périurbains. Avec les moteurs thermiques récents, il émerge à partir de 80km/h dans les bandes de fréquences supérieures à 400 Hz. Cependant les mises au point aéro-acoustiques des véhicules reposent encore souvent sur des mesures en soufflerie. L'arrivée des nouvelles chaînes de traction hybrides et électriques plus silencieuses renforce plus que jamais le besoin de prendre en compte le bruit aérodynamique plus tôt dans le processus de conception, lors de la phase de dimensionnement numérique. PSA Peugeot Citroën souhaite donc améliorer sa filière numérique de prédiction du bruit d'origine aérodynamique, notamment dans le domaine des moyennes fréquences.

Nous nous intéressons ici au bruit de forme, c'est-à-dire au bruit dû à l'écoulement d'air fortement turbulent et décollé qui se développe autour de l'enveloppe extérieure du véhicule. La réponse vibro-acoustique des vitrages à cette excitation aérodynamique est le mécanisme principal de génération du bruit de forme. Elle peut être estimée en couplant un code de mécanique des fluides (CFD) calculant le chargement pariétal à un code vibro-acoustique (VA) calculant le niveau de pression sonore rayonné par les vitrages dans l'habitacle. En hautes fréquences, le code VA peut être du type SEA (Statistical Energy Analysis) [1]. Cependant les hypothèses fondatrices de la SEA sont remises en cause dans le domaine des moyennes fréquences, où le bruit d'origine aérodynamique n'est pourtant pas négligeable.

C'est pourquoi nous utilisons dans ce travail la méthode SmEdA (Statistical modal Energy distribution Analysis) qui est une reformulation de la SEA permettant d'étendre son domaine de validité vers des fréquences plus basses. En traitant les énergies modales plutôt que les énergies globales des sous-systèmes (hypothèse d'équipartition de l'énergie modale relâchée), elle peut s'appliquer dans un domaine de fréquence où le recouvrement modal est plus faible.

Nous étudions le cas d'un vitrage plan et rectangulaire couplé à une cavité acoustique parallélépipédique et excité par la couche limite turbulente se développant dans le sillage d'une marche montante (Figure 2).

L'excitation aérodynamique est calculée à l'aide du code PowerFLOW basé sur la méthode de Lattice Boltzmann (LBM). Le niveau de bruit résultant dans la cavité sera calculé par la méthode SmEdA et les résultats numériques seront comparés à des mesures effectuées en soufflerie.

2 Mesures en soufflerie

Les essais ont été réalisés à Poitiers dans la soufflerie anéchoïque BETI (Bruit Environnement Transport Ingénierie) de l'institut PPRIME.

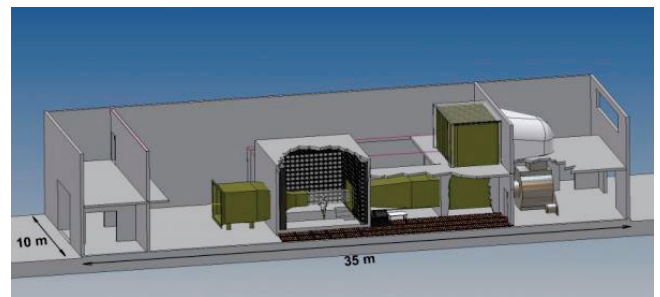


Figure 1: soufflerie anéchoïque BETI

2.1 Dispositif expérimental

La configuration expérimentale choisie représente de manière simplifiée un vitrage latéral avant d'automobile dans le sillage du montant de baie.

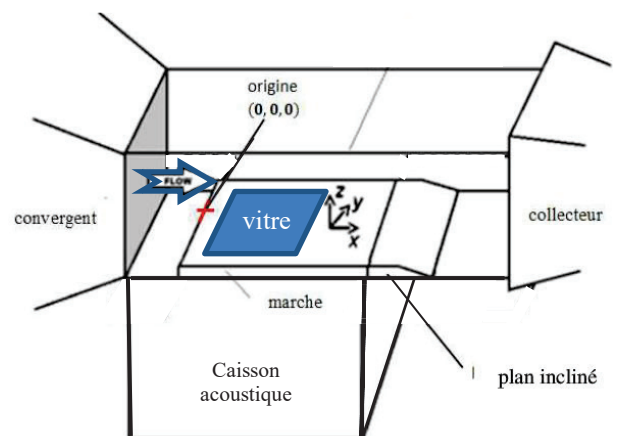


Figure 2 : vitre couplée à un caisson dans le sillage d'une marche montante

Deux épaisseurs de vitrages ont été testées (2 et 3mm) pour quatre vitesses d'écoulement (20, 30, 40 et 50 m/s). Dans chacun de ces cas, le caisson en bois était soit réverbérant (à l'état brut, Figure 5 a), soit rendu absorbant grâce à des mousses placées à l'intérieur (Figure 5 b). Seize configurations ont donc finalement été testées. Trois types de mesures ont été réalisés :

- Mesures de pression pariétale avec des microphones affleurants (Figure 3)
- Mesures vibratoires de la vitre excitée par l'écoulement avec des accéléromètres (Figure 4)
- Mesures acoustiques avec des microphones dans le caisson (Figure 5)

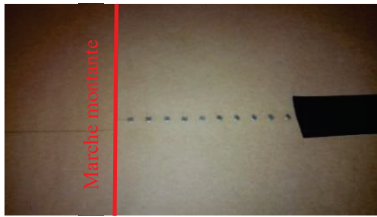


Figure 3 : mesures de pression pariétale par microphones affleurants



Figure 4 : mesures vibratoires par accéléromètres



Figure 5 : mesure de la pression acoustique dans le caisson par microphones

3 Simulation de l'écoulement

L'écoulement est simulé à l'aide du logiciel PowerFLOW basée sur la méthode de Lattice Boltzmann (LBM). C'est un code de calcul transitoire et compressible qui permet de capter la composante acoustique des fluctuations de pression.

3.1 Maillage

Le maillage surfacique du corps solide, la marche montante dans notre cas, est tout d'abord construit. Ce maillage est utilisé pour définir les éléments surfaciques (surfels) du maillage fluide qui seront générés à l'interface entre le corps solide et l'écoulement fluide.

Le maillage fluide est composé d'éléments cubiques (voxels) et divisé en différentes régions de résolution variable (VR).

La taille de l'arête d'un élément cubique dans une VR est deux fois celle de la VR suivante. Ici par exemple, la taille des voxels dans la région 5 est de 8mm, puis 4mm dans la région 6, 2mm dans la région 7 etc. Nous avons utilisé 10 zones de résolution variable et la taille des éléments dans la zone de plus forte résolution (VR 10) est de 0,25mm au niveau du nez de marche.

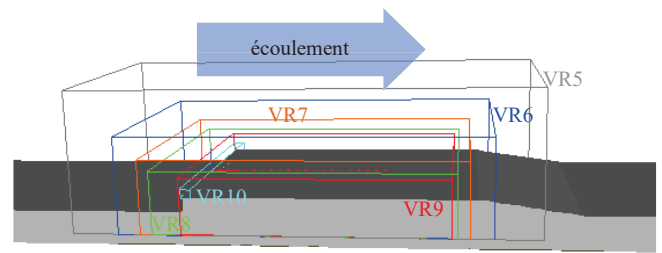


Figure 6 : zones de résolution variable (VR)

Une fois les VR définies, le maillage est automatiquement généré. La taille du maillage fluide utilisé est finalement de 118 millions de voxels et de 1,7 millions de surfels.

3.2 Résultats de la simulation

En vue de l'utilisation des résultats de la simulation pour un calcul vibro-acoustique, le nombre de Mach est défini comme « same as experiments » dans le set-up numérique [2]. La vitesse du son par rapport à la vitesse de l'écoulement est ainsi conforme à la physique expérimentale.

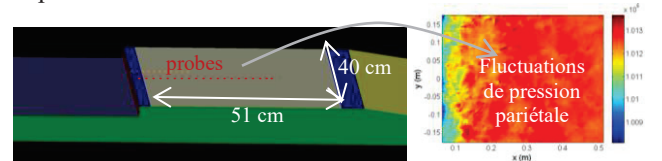


Figure 7 : données numériques exportées

Les fluctuations de pression pariétale sont enregistrées :

- Au niveau des microphones affleurants (probes sur la figure ci-dessus) pour la validation par comparaison avec les mesures (Figure 3), avec une fréquence d'échantillonnage de 40,4 kHz.
- Sur la surface du vitrage avec la résolution spatiale de la VR9, pour constituer le chargement aérodynamique qui sera utilisé dans le calcul SmEdA (Tableau 1).

Tableau 1 : champs de pression pariétale stockés

Vitesse de l'écoulement (m/s)	20	30	40	50
Temps physique simulé (s)	0,6	0,9	0,9	0,9
Nombre de fenêtres temporelles	12604	18098	18197	
Fréquence d'échantillonnage (kHz)	21	20		

3.3 Comparaison avec les mesures de pression pariétale

Les mesures de pressions pariétales ont été effectuées dans le sillage de la marche sur une ligne de microphones

affleurants (Figure 3) de type PCB PIEZOTRONICS 130D21. Cette ligne est placée au milieu de la veine de mesure et les microphones sont situés à une distance X de la marche variant de 17 à 397mm par pas de 20mm. Pour prendre en compte la moyenne spatiale sur la surface de mesure des microphones, on utilise une moyenne du calcul sur la surface définie par des capteurs de diamètres $d=6,35$ mm dénommés « probes ». Cette moyenne spatiale a pour effet de filtrer les fréquences supérieures à $f_c=U_c/2d$, où U_c est la vitesse de convection des structures tourbillonnaires portées par l'écoulement. Nous traçons ci-dessous le niveau de pression moyen sur l'ensemble des positions de mesures à la vitesse $U=30$ m/s.

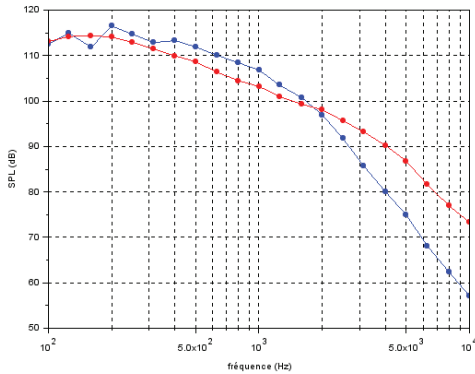


Figure 8 : pression quadratique moyenne sur l'ensemble des positions de mesure en dB (ref. 2×10^{-5} Pa) par tiers d'octave à 30 m/s – Probes PowerFLOW / Mesures

Avec une vitesse de convection $U_c=0.6U$, on constate bien une chute du niveau calculée par PowerFLOW (courbe bleue sur la figure ci-dessus) au-dessus de la fréquence de coupure $f_c \approx 1400$ Hz. En dessous de cette fréquence, entre 400 et 1000Hz, le niveau de pression calculé surestime la mesure. Cette tendance dégagée par la moyenne spatiale est retrouvée par la moyenne fréquentielle lorsqu'on observe l'évolution spatiale des niveaux globaux de pression entre 500 et 1000Hz (Figure 9), c'est-à-dire sur le domaine de validité commun entre les calculs aérodynamique (fréquence de coupure maximale $f_c \approx 1000$ Hz pour $U=20$ m/s) et les calculs SmEdA (500-4kHz).

A 20 et 30 m/s, la surestimation du niveau de pression pariétale par le calcul aérodynamique diminue lorsqu'on s'éloigne de la marche, mais reste de l'ordre de 5 dB sur au moins un tiers des points.

A 40 et 50 m/s, cette surestimation ne débute qu'à 97mm de la marche. Elle est de l'ordre de 5 dB sur la grande majorité des capteurs suivants.

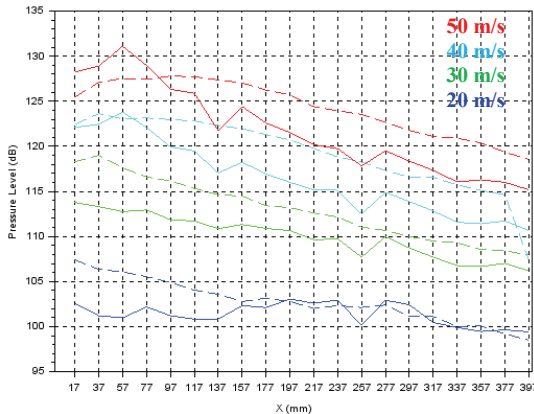


Figure 9 : évolution du niveau global de pression entre 500 et 1000 Hz suivant la ligne de microphone (X) ; traits pleins —: mesures / tirets ---: probes PowerFLOW

4 Estimation du bruit dans le caisson par la méthode SmEdA

La méthode SmEdA [3,4] est une méthode dite « énergétique » développée dans le même cadre théorique que la méthode SEA [5]. Comparé à la SEA, la méthode SmEdA n'impose pas l'hypothèse d'équipartition de l'énergie modale laissant ainsi chaque mode avoir sa propre énergie. Ceci permet d'utiliser les éléments finis pour calculer les facteurs de perte par couplage modaux et de comprendre les échanges énergétiques entre les modes des sous-systèmes.

4.1 Principe de la méthode SmEdA

Soit dans notre cas, deux sous-systèmes couplés (le vitrage et le caisson). Considérons un mode p du sous-système {1} (ici le vitrage). Le bilan de puissance pour ce mode, en appliquant le principe de conservation de la puissance, est donné par

$$P_{inj,p}^1 = P_{diss,p}^1 + \sum_{q=1}^{N_2} P_{pq}^{12} \quad (1)$$

où $P_{inj,p}^1$ est la puissance injectée dans le mode p du sous-système {1}. La puissance dissipée par le mode p $P_{diss,p}^1$ est reliée la pulsation propre du mode ω_p^1 , à son facteur de perte par amortissement η_p^1 et à son énergie E_p^1 par la relation

$$P_{diss,p}^1 = \omega_p^1 \eta_p^1 E_p^1 \quad (2)$$

Dans Eq. (1), P_{pq}^{12} est la puissance échangée entre le mode p du sous-système {1} et le mode q du sous-système {2} (ici le caisson)

$$P_{pq}^{12} = \beta_{pq}^{12} (E_p^1 - E_q^2) \quad (3)$$

Le facteur β_{pq}^{12} est le facteur de couplage entre le mode p du sous-système {1} et q du sous-système {2}. Son expression peut être aussi vue comme le produit d'un terme d'interaction spatiale et d'un terme d'interaction fréquentielle

$$\beta_{pq}^{12} = \frac{(W_{pq}^{12})^2}{M_p^1 (\omega_q^2)^2 M_q^2} \times \frac{(\Delta_p^1 (\omega_q^2)^2 + \Delta_q^2 (\omega_p^1)^2)}{((\omega_p^1)^2 - (\omega_q^2)^2)^2 + (\Delta_p^1 + \Delta_q^2) (\Delta_p^1 (\omega_q^2)^2 + \Delta_q^2 (\omega_p^1)^2)} \quad (4)$$

où W_{pq}^{12} est le travail intermodal entre les modes p et q des deux sous-systèmes, M_p^1 et M_q^2 sont les masses généralisées des modes et Δ_p^1 et Δ_q^2 leurs bandes passantes.

Finalement, en exprimant les bilans de puissance sur chaque mode, le modèle SmEdA peut s'exprimer sous forme matricielle

$$\begin{pmatrix} P_{inj,p}^1 \\ \vdots \\ P_{inj,q}^2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_p^1 \eta_p^1 + \sum_{q'=1}^{N_2} \beta_{pq'}^{12} & \cdots & -\sum_{q'=1}^{N_2} \beta_{pq'}^{12} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ -\sum_{p'=1}^{N_1} \beta_{p'q}^{12} & \cdots & \omega_q^2 \eta_q^2 + \sum_{p'=1}^{N_1} \beta_{p'q}^{12} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_p^1 \\ \vdots \\ E_q^2 \end{pmatrix} \quad (5)$$

Ce système matriciel de dimensions $(N_1 + N_2) \times (N_1 + N_2)$ doit être résolu pour trouver les énergies modales des N_1 modes du vitrage et des N_2 modes du caisson.

4.2 Sous-systèmes

Le système vibro-acoustique décrit en Figure 2 est décomposé en deux sous-systèmes : le vitrage et le caisson comme présenté en Figure 10.

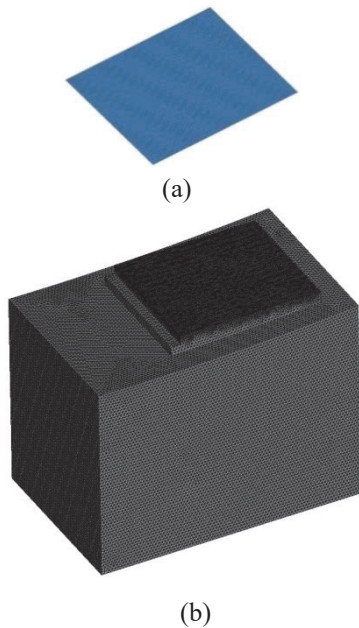


Figure 10 : Modélisation par éléments finis des deux sous-systèmes : (a) Vitrage; (b) Caisson.

Le sous-système « Vitrage », de dimension 460x400mm, est modélisé par 7200 éléments quadrangulaires. Les caractéristiques mécaniques pour le sous-système « vitrage » sont listées dans le **Erreur ! Source du renvoi introuvable.**

Tableau 2 : caractéristiques mécaniques du sous-système "vitrage"

Paramètre	Valeur
Module d'Young	65GPa
Masse volumique	2495kg/m ³
Coefficient de Poisson	0.25
Taux d'amortissement	0.015

Le taux d'amortissement a été déduit des mesures de fonctions de transfert au marteau d'impact par la méthode de la bande passante à -3dB. Dans la bande de fréquence 0-2000Hz, il est presque constant et vaut 1.5%.

Pour les conditions aux limites et le module d'Young, une étude paramétrique a permis de quantifier un module d'Young à 65GPa et de déduire que le collage du vitrage se comporte presque comme un encastrement. Ainsi, les 3 translations et 2 rotations sont bloquées dans le modèle.

Les bases modales des deux vitrages de 2mm et 3mm d'épaisseur ont été calculées jusqu'à 4.4kHz. Ainsi, 116 modes ont été extraits sur cette bande de fréquence pour le vitrage de 2mm et 73 modes pour le vitrage à 3mm. Il est important de remarquer ici le très faible nombre de modes en dessous de 500Hz (8 pour le vitrage 2mm et 6 pour le vitrage 3mm) rendant difficile le calcul SmEdA par tiers d'octave (certains tiers d'octave ne comportant aucun mode ne sont pas calculables). Dans la suite de l'étude, les tiers d'octave étudiés iront donc de 500Hz à 4kHz.

Comme présenté en Figure 10, le volume acoustique exact a été modélisé par un modèle éléments finis composé

de 1553125 éléments. Ce modèle permet une extraction modale jusqu'à environ 4.5kHz.

La différence entre les deux configurations de traitements acoustiques dans la cavité (« anéchoïque » ou « réverbérante ») a été introduite par l'intermédiaire du taux d'amortissement apparent mesuré dans la cavité par tiers d'octave. Dans ce cas, nous faisons l'hypothèse que les modes acoustiques du caisson ne sont pas modifiés par la présence de la mousse absorbante ajoutée sur les parois dans le cas de la configuration « anéchoïque ». La présence du matériau absorbant n'est ici prise en compte que par l'ajout d'absorption acoustique au sous-système.

Le taux d'amortissement de la cavité dans les configurations « réverbérante » et « anéchoïque » ont été mesurés à l'aide de la méthode ESPRIT et du critère ESTER [6]. Cette méthode, basée sur l'analyse de la décroissance temporelle des signaux de pressions mesurés permet d'estimer l'amortissement même lorsque le recouvrement modal est fort.

4.3 Analyse des résultats

La puissance injectée modale induite par le champ de pression pariétal est calculée pour chaque bande de fréquence grâce à l'équation suivante

$$P_{inj,n}^1 = \frac{1}{2} \Re \left(\int_{\omega_{min}}^{\omega_{max}} \left(\frac{j\omega \Gamma_n(\omega)}{H_n(\omega)} \right)^* \Gamma_n(\omega) d\omega \right) \quad (6)$$

où la force généralisée du mode n du vitrage est donnée par

$$\Gamma_n(\omega) = \iint_S p(x, y, \omega) \varphi_n(x, y) dx dy \quad (7)$$

avec $p(x, y, \omega)$ la pression pariétale à la pulsation ω et $\varphi_n(x, y)$ la déformée propre du mode n du vitrage. De plus, $H_n(\omega)$ est donné par

$$H_n(\omega) = \omega_n^2 - \omega^2 + j\eta\omega\omega_n \quad (8)$$

Les intégrales des Eqs. (6) et (7) sont remplacées par des sommes discrètes en fréquence et en espace.

Les énergies modales des deux sous-systèmes sont ensuite calculées par l'Eq. (5) et permettent de déduire les puissances dissipées et transmises par et entre les sous-systèmes. La Figure 11 présente, par exemple, la contribution de chaque mode du vitrage à la puissance échangée avec le caisson, pour les quatre vitesses d'écoulement.

Ainsi, on remarque que le mode 50 du vitrage a une forte tendance à échanger de la puissance avec le caisson et ceci quelle que soit la vitesse d'écoulement (il représente au moins 12% de la puissance échangée totale quelle que soit la vitesse d'écoulement). Ce mode domine les échanges de puissance, notamment pour U40, et contribue donc beaucoup au bruit dans le caisson.

Inversement, le mode 43 du vitrage n'a que très peu d'influence sur le bruit dans le caisson puisque, quelle que soit la vitesse d'écoulement, la puissance échangée par ce mode avec le caisson ne représente que 1 à 3%.

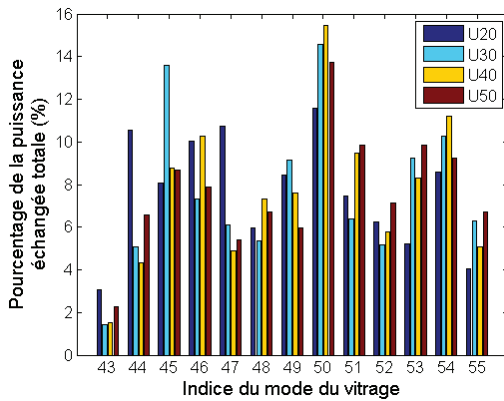


Figure 11 : Puissance échangée entre chaque mode du vitrage et tous les modes du caisson pour chaque vitesse d'écoulement. Représentation en pourcentage de la puissance globale échangée.

Il est à noter aussi que certains modes ont une contribution qui émerge pour une vitesse d'écoulement (mode 44 pour U20, mode 45 pour U30). Ceci provient à la fois d'une puissance injectée plus forte dans ces modes (interaction entre le mode du vitrage et le champ excitateur importante) et une « transmissibilité » moyenne importante (interaction spatiale entre le mode du vitrage et tous les modes du caisson importante).

À partir de la connaissance de l'énergie dans le caisson, il est possible de déduire le niveau de pression dans la cavité à l'aide de l'équation suivante

$$L_p(\omega_c) = 10 \log_{10} \left(\frac{\rho c^2}{V p_0^2} E(\omega_c) \right) \quad (9)$$

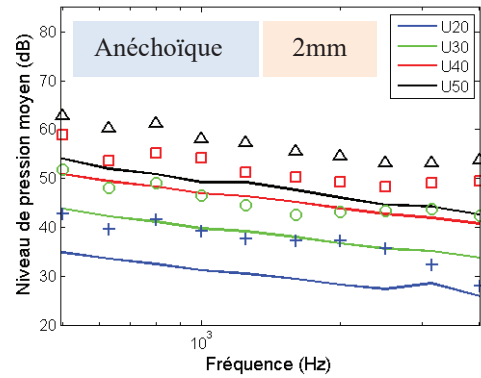
où $E(\omega_c)$ est l'énergie totale dans la cavité pour la bande de fréquence centrée sur ω_c . Cette énergie totale est la somme des énergies modales des modes résonants dans la bande de fréquence.

La Figure 12 montre l'évolution du niveau de pression dans le caisson en fonction du tiers d'octave et pour les différentes configurations testées (vitesses d'écoulement, épaisseur de plaque, champ acoustique dans la cavité).

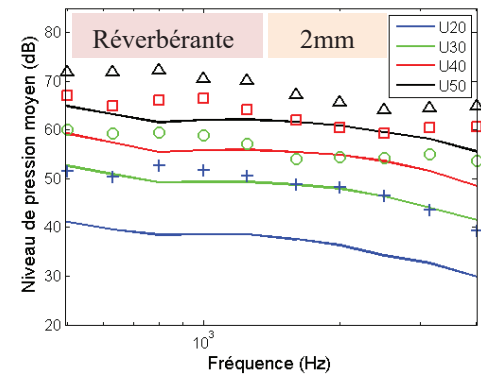
Les tendances observées dans la Figure 12 sont globalement les mêmes entre la simulation et l'expérience. On observe en effet une augmentation du niveau de pression dans le caisson avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement, avec une diminution de l'épaisseur du vitrage et en passant de la configuration « anéchoïque » à une configuration « réverbérante ».

Les niveaux de pressions calculés surestiment systématiquement les niveaux mesurés. Ces écarts sont en grande partie dus à la surestimation du niveau de pression pariétale de la simulation fluide par rapport aux mesures (voir Figure 8). En effet, le modèle de synthèse utilisé étant linéaire, tout écart dans l'estimation du niveau d'excitation se retrouve dans les niveaux de sortie.

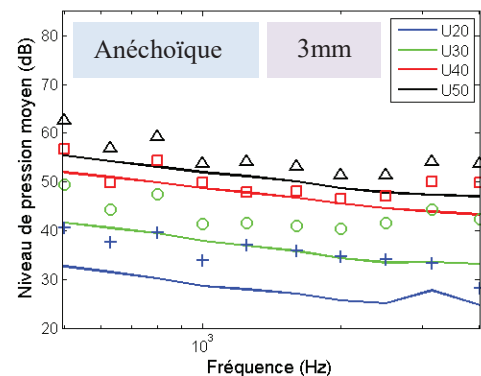
Pour vérifier que les tendances observées expérimentalement sont bien captées par la SmEdA, nous présentons ici les résultats relatifs, entre les configurations « 2mm » et « 3mm ». La Figure 13 présente les écarts de niveau (ou gain en décibel en passant d'un vitrage « 2mm » à un vitrage « 3mm » sur le bruit intérieur) sur le bruit intérieur dans le cas du caisson réverbérant.



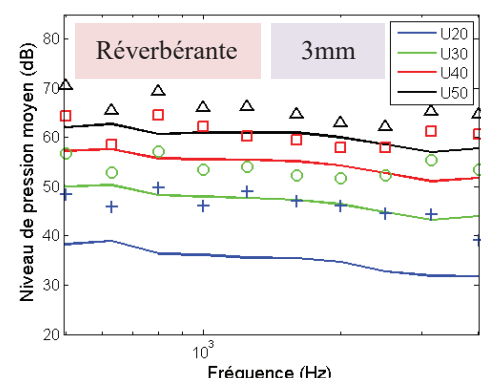
(a)



(b)



(c)



(d)

Figure 12 : Pression quadratique moyenne dans le caisson. Traits pleins : mesures; symboles : SmEdA. (a) Conf. « anéchoïque », ép. 2mm ; (b) Conf. « réverbérante », ép. 2mm ; (c) Conf. « anéchoïque », ép. 3mm ; (d) Conf. « réverbérante », ép. 3mm

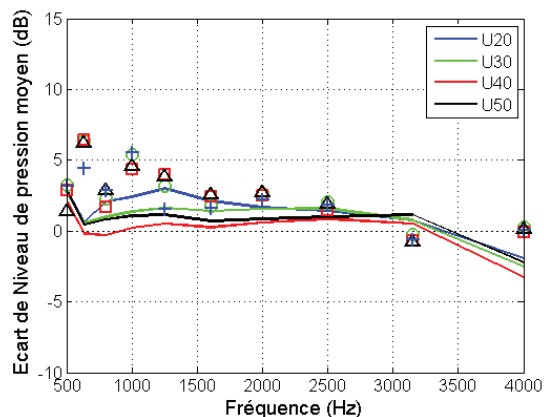


Figure 13 : Ecart de niveau de pression entre les deux épaisseurs de plaque $L_p^{2mm} - L_p^{3mm}$. Configuration "réverbérante"; Traits pleins : mesures; symboles : SmEdA.

Les mesures (traits pleins) montrent que ces écarts de niveau de pression dans le caisson dépendent peu de la vitesse d'écoulement et qu'il se limite à un gain de 1 à 3dB jusqu'à environ 3kHz, la loi de masse est alors respectée. Au-delà de 3kHz, l'influence s'inverse et le niveau de bruit avec une épaisseur de 3mm semble plus important qu'avec une épaisseur de 2mm et ceci quelle que soit la vitesse de l'écoulement. Cette inversion peut s'expliquer par le phénomène de coïncidence acoustique : les fréquences critiques des vitrages d'épaisseur 2 et 3mm sont respectivement de 6kHz et 4kHz. Ainsi, en approchant 4kHz, le vitrage de 3mm a une tendance à plus rayonner que le vitrage à 2mm générant ainsi un niveau de bruit plus fort dans le caisson.

Les mêmes tendances sont observées numériquement. Le gain en dessous de 3 kHz est un peu plus élevé (1 à 6dB). Au-dessus de 3kHz, le gain s'annule ou s'inverse : le niveau de bruit avec le vitrage de 3mm est supérieur ou égal au niveau de bruit avec le vitrage de 2mm.

On constate de plus aussi bien expérimentalement que numériquement que l'influence de l'épaisseur du vitrage n'est pas ou peu dépendante, de la vitesse d'écoulement. On peut espérer le même gain sur le niveau de bruit en modifiant l'épaisseur du vitrage, quelle que soit la vitesse de l'écoulement.

5 Conclusions

Cette étude a démontré qu'il était possible de prédire numériquement le bruit d'origine aérodynamique en moyennes fréquences (500-4000Hz) en couplant un code CFD compressible et transitoire à calcul vibro-acoustique SmEdA. Nous avons étudié les cas d'un vitrage plan et rectangulaire excité par la couche limite turbulente se développant dans le sillage d'une marche montante. Ce cas académique représente de manière réaliste une vitre latérale automobile dans le sillage d'un montant de baie. Le vitrage est couplé à une cavité acoustique parallélépipédique représentant un habitacle automobile. La comparaison avec des mesures réalisées en soufflerie des prédictions numériques du chargement aérodynamique sur la paroi du vitrage et du niveau de bruit rayonné dans la cavité donnent des résultats globalement satisfaisants.

La surestimation par le calcul CFD du niveau de pression pariétale d'environ 5dB est linéairement transmise aux niveaux de pression acoustique trop élevés calculés par SmEdA dans la cavité. Il est alors difficile de dissocier l'erreur liée à la simulation de l'excitation aérodynamique de l'erreur liée au calcul vibro-acoustique et de conclure sur la capacité de la méthode SmEdA à prédire les niveaux absolus.

En revanche les tendances observées expérimentalement semblent bien reproduites par les calculs SmEdA, notamment l'influence de l'épaisseur du vitrage et de la vitesse de l'écoulement.

Remerciements

Les auteurs tiennent à remercier madame Carole Dovillaire de la société *MÜLLER-BBM VibroAkustik Systeme* pour son aide précieuse lors de la réalisation des mesures vibro-acoustiques en soufflerie.

Ce travail a été réalisé au sein du Labex CeLyA de l'Université de Lyon, géré par l'Agence Nationale de la Recherche (ANR-10-LABX-0060/ ANR-11-IDEX-0007).

Références

- [1] P. Moron, R. Powell, D. Freed, F. Perot et al., A CFD/SEA Approach for Prediction of Vehicle Interior Noise due to Wind Noise, SAE Technical Paper 2009-01-2203 (2009)
- [2] F. Van Herpe, S. Vergne and E. Gaudard, Wavenumber-frequency analysis of the wall pressure fluctuations in the wake of a rear view mirror using a lattice Boltzmann model, Proceedings of the Acoustics 2012 Nantes Conference, 11th Congrès Français d'Acoustique, 1851-1856 (2012)
- [3] L. Maxit, J.-L. Guyader, Estimation of SEA coupling loss factors using a dual formulation and FEM modal information, part I: theory, Journal of Sound and Vibration, Volume 239, Issue 5, 1 February 2001, Pages 907-930.
- [4] N. Totaro, C. Dodard, J.-L. Guyader, SEA Coupling Loss Factors of complex vibro-acoustic systems, Journal of Vibration and Acoustics, 2009, 131 (4), pp. 041009-1
- [5] T. Lafont, N. Totaro, A. Le Bot, Review of Statistical Energy Analysis hypotheses in vibroacoustics, Proceedings of the Royal Society A, 2013, 470, 20130515.
- [6] K. Ege, X. Boutillon, B. David, High-resolution modal analysis, Journal of Sound and Vibration, Volume 325, Issues 4-5, 11 September 2009, Pages 852-869.