

Modélisation de la propagation du bruit solidien dans les structures industrielles

**Pascal Vouagner, Christophe Thirard,
Cécile Deslot**

ACOEM
200, chemin des ormeaux
69578 Limonest
France
E-mail :
pascal.vouagner@acoemgroup.com

Laurent Maxit, Jean-Louis Guyader

INSA Lyon
Laboratoire Vibrations Acoustique
25 bis, avenue Jean Capelle
69621 Villeurbanne
France

Résumé

Pour modéliser l'environnement acoustique de locaux à faible bruit cohabitant avec des sources vibratoires importantes, il est indispensable de considérer la propagation du bruit par les structures. C'est le cas de certaines installations industrielles où il est difficile de profiter de l'effet de la distance pour conserver des zones calmes. Dans cet article, on étudie la modélisation de la propagation solidienne par les structures à partir de la méthode SmEdA (Statistical modal Energy distribution Analysis). Cette méthode a été couplée à l'environnement ANSYS-APDL. Son développement a été validé par le biais d'une approche sur maquette de structure industrielle mécano-soudée composée de 27 sous-structures. Une comparaison entre les résultats obtenus avec SmEdA et ceux issus d'une approche classique par Eléments Finis, dans un domaine « compatible » de fréquences, est proposée dans cette publication, sur le plan de la précision des résultats d'une part, et celui de la rapidité de calcul d'autre part. Un exemple d'application industrielle traité récemment est également proposé.



Le bruit au sein des installations industrielles devient une préoccupation de plus en plus forte de nos jours, et nécessite la mise en œuvre d'approches prédictives de plus en plus fines et fiables pour prévenir les risques de dépassement de niveaux limites, tant vis-à-vis du confort que de la sécurité des personnes exposées.

Les approches prédictives s'appuient sur l'utilisation de modèles de différentes natures. Ces modèles doivent permettre, à divers stades d'avancement des projets de conception, d'identifier les problèmes de dépassement potentiels afin de définir, de manière anticipée, les solutions technologiques permettant d'y remédier.

On distingue classiquement plusieurs types de contribution sonore au bruit dans un local donné, liés chacun à un mode de propagation de l'énergie au sein de l'installation :

- Le bruit aérien, propagé par l'air,
- Le bruit solidien, propagé par les structures,
- Le bruit propagé par les éventuels réseaux fluidiques (hydraulique, refroidissement, échappement, ...).

Dans certaines installations industrielles, le bruit solidien doit être l'objet d'une attention particulière. C'est en particulier le cas lorsque des locaux destinés à accueillir des activités nécessitant une faible ambiance sonore

doivent cohabiter avec la présence d'équipements vibrants. Les méthodes prédictives mises en œuvre doivent considérer les vibrations qui se propagent dans les structures.

Des calculs vibratoires par Eléments Finis peuvent par exemple être réalisés pour investiguer les problématiques de confort vibratoire ou de vibrations auxquelles sont soumis les individus (Norme ISO 2631). Cependant les modèles vibratoires utilisés sont vite limités en fréquence pour mener les analyses de bruit solidien. Il est alors nécessaire d'avoir recours à des méthodes spécifiques.

Cette publication dresse dans un premier temps la philosophie globale d'analyse d'une problématique d'acoustique industrielle, en mentionnant quelques méthodes et outils utilisés pour conduire les études. Elle se focalise ainsi sur une méthode de modélisation en moyennes-fréquences développée à l'INSA de Lyon, la méthode SmEdA, ainsi que sur son implémentation dans l'environnement de programmation ANSYS-APDL.

Un cas de validation mené sur la maquette d'une structure industrielle est ensuite proposé. Cette maquette sert par ailleurs au développement et à la mise en œuvre d'une technique innovante de monitoring de structures.

Cette publication se termine par un cas d'application industrielle.

Approche acoustique

Dans le cadre des investigations menées pour l'analyse d'une problématique acoustique dans des locaux industriels, l'acousticien a généralement recours à différents types de méthodes disponibles.

- Des méthodes analytiques de l'acoustique des salles, permettant généralement une analyse de premier niveau, local par local, ou entre deux locaux adjacents avec prise en compte de la transparence de la paroi séparative,
 - Des méthodes énergétiques locales, basées sur la description d'un local (atelier ou espace machine), avec la méthode des tirs de rayons,
 - Des méthodes énergétiques globales, basées sur une description complète de l'installation industrielle, avec la méthode SEA (*Statistical Energy Analysis*) par exemple.
- Le bruit propagé par les structures nécessite une approche plutôt globale. En effet, l'énergie vibratoire peut potentiellement parcourir des distances importantes, même si la tendance est à l'atténuation lorsque la distance ou la fréquence augmentent.

La SEA est aujourd'hui la méthode la plus utilisée pour estimer les transferts solidiens dans les systèmes structuraux de grande dimension. Elle présente l'avantage, grâce à quelques logiciels commerciaux présents sur le marché, d'une mise en œuvre relativement rapide du problème à analyser. D'autres méthodes, à l'image de celle qui est basée sur la diffusion de la chaleur, sont également rencontrées.

Une difficulté à laquelle l'ingénieur acousticien est confronté pour appliquer ces méthodes est qu'elles sont basées sur une pure formulation analytique relative à une décomposition en sous-systèmes élémentaires (plaques, poutres, cylindres, ...), et que ces derniers sont rarement rencontrés dans le monde industriel. La représentativité du modèle de certains sous-systèmes n'est alors pas assurée, ce qui conduit parfois à des résultats éloignés de la réalité.

Des approches hybrides ont alors été étudiées. Elles permettent de mêler avantageusement SEA et Éléments Finis, avec différentes philosophies.

La méthode SmEdA fait partie de la famille des méthodes hybrides permettant d'étendre le domaine de validité de la méthode SEA. Elle s'appuie sur une double formulation modale et s'affranchit de l'hypothèse d'équipartition des énergies modales attachée à la méthode SEA.

Méthode SmEdA

La méthode SmEdA est basée sur la détermination des facteurs de perte par couplage (CLF) par le calcul des facteurs de perte par couplage modal entre les modes de sous-systèmes couplés.

L'expression du facteur de couplage modal entre le mode p du sous-système i et le mode q du sous-système j est donné par l'équation (1) :

$$\beta_{pq}^{ij} = \Gamma_{pq}^{ij} \Psi_{pq}^{ij} \quad (1)$$

Où :

- Γ_{pq}^{ij} traduit la coïncidence spatiale entre les formes des modes considérés à l'interface entre les sous-systèmes i et j , comme exprimé dans l'équation (2) :

$$\Gamma_{pq}^{ij} = \frac{(W_{pq}^{ij})^2}{M_p^i M_q^j (\omega_q^j)^2} \quad (2)$$

- Ψ_{pq}^{ij} traduit la coïncidence fréquentielle entre les modes considérés à l'interface entre les sous-systèmes i et j , comme exprimé dans l'équation (3) :

$$\Psi_{pq}^{ij} = \frac{\eta_p^i \omega_p^i (\omega_q^j)^2 + \eta_q^j \omega_q^j (\omega_p^i)^2}{D} \quad (3)$$

Avec :

$$D = ((\omega_p^i)^2 + (\omega_q^j)^2)^2 + (\eta_p^i \omega_p^i + \eta_q^j \omega_q^j) (\eta_p^i \omega_p^i (\omega_q^j)^2 + \eta_q^j \omega_q^j (\omega_p^i)^2) \quad (4)$$

Dans l'équation (2), l'expression W_{pq}^{ij} représente le travail d'interaction modale entre le mode p du sous-système i et le mode q du sous-système j , donné par l'équation (5) :

$$W_{pq}^{ij} = \int_S u_p^i \sigma_q^j n^j . dS \quad (5)$$

Où :

- u_p^i représente la déformée en déplacement du mode p du sous-système i découplé-libre,
- σ_q^j représente la déformée en contrainte du mode q du sous-système j découplé-bloqué,

On peut remarquer l'intégrale de l'équation (5) pour sur S , la surface de couplage (i.e. interface) entre les deux sous-systèmes. Il suffit donc de connaître les déformées modales au niveau de l'interface de couplage pour calculer les travaux d'interaction modale.

Les CLF du modèle SEA sont finalement calculés à partir d'une double sommation des facteurs de perte par couplage intermodal entre tous N_i modes de la sous-structure i et les N_j modes de la sous-structure j , sur la bande de fréquence étudiée, de pulsation centrale ω_c , comme illustré dans l'équation (6) :

$$\eta_{ij} = \frac{1}{N_i \omega_c} \sum_{p=1}^{N_i} \sum_{q=1}^{N_j} \beta_{pq}^{ij} \quad (6)$$

Intégration de SmEdA

Le point de départ du travail dont les résultats sont exposés ci-après est la thèse «*Extension et reformulation du modèle SEA par la prise en compte de la répartition des énergies modèles*» [1]. Il est mentionné en conclusion de ce document que :

- L'application de SmEdA à des structures industrielles est possible grâce à l'utilisation des Éléments Finis,
- La démarche consiste à calculer les facteurs de perte par couplage de la SEA à partir des modes des sous-systèmes découplés et obtenus par Éléments Finis.

Les facteurs de couplage intermodaux et les facteurs de perte par couplage intermodal sont calculés à partir d'une modélisation par Éléments Finis des différents sous-systèmes composant le système étudié complet. L'expression des travaux d'interaction modale entre deux sous-systèmes partageant une interface commune, servant à la détermination de ces facteurs est donnée par l'équation (7) :

$$W_{pq}^{ij} = \sum_{n \in \left\{ \substack{\text{nœuds} \\ \text{couplage}} \right\}} \sum_{k=1}^6 u_{pk}^{in} f_{qk}^{jn} \quad (7)$$

Où :

- u_{pk}^{in} représente la k -ième composante du déplacement modal du mode p du sous-système i , au nœud n de l'interface S entre les deux sous-systèmes, en condition libre à cette interface,
- f_{qk}^{jn} représente la k -ième composante de la force de réaction modale du mode q du sous-système j , au nœud n de l'interface S entre les deux sous-systèmes, en condition encastree à cette interface.

L'appliquatif développé sous MatLab fait appel au macro-langage ANSYS-APDL pour le calcul automatique des CLF, nécessaire à l'assemblage et à la résolution du système d'équations permettant le calcul des énergies au sein des différentes parties de la structure.

La procédure de prétraitement utilisée comprend différentes étapes :

- La détermination, à partir du modèle Éléments Finis partitionné, des caractéristiques des interfaces entre les sous-systèmes pris deux à deux (nœuds, orientation), ainsi que la détermination de leurs conditions aux limites respectives, aussi bien à l'interface que pour les autres limites,
- Le raffinement contrôlé du maillage dans les sous-structures en regard, puis le calcul des bases modales de chacune des sous-structures considérées découplées, avec les conditions aux limites *ad hoc* à l'interface,
- Le calcul des facteurs de couplage intermodaux puis le calcul des CLF entre sous-systèmes.

La procédure de post-traitement comprend quant à elle plusieurs étapes :

- L'assemblage et la résolution du système SEA,
- La visualisation des résultats dans l'interface graphique ANSYS, soit sous forme de cartographie d'énergie cinétique, soit sous forme de cartographie de vitesses vibratoires quadratiques moyennes,
- Le traitement final d'estimation du bruit rayonné et l'intégration de la contribution du «bruit solidien» dans le bruit global.

Comparaison avec un modèle EF

Pour rester dans le cadre strict de la validation d'un développement informatique, le choix a été fait de comparer les résultats obtenus avec SmEdA avec ceux obtenus avec une approche Éléments Finis, dans une gamme de fréquence où il est possible de comparer les résultats des 2 méthodes.

La philosophie adoptée consiste à comparer la répartition des énergies cinétiques obtenues par SmEdA d'une part, et par Éléments Finis d'autre part, en déclinant une méthode expérimentale de type PIM (*Power Injection Method*) au modèle Éléments Finis de la structure [2].

Structure étudiée

Le cas retenu pour cette comparaison est une maquette de structure industrielle représentant un platelage, c'est-à-dire la structure supportant le cœur d'un réacteur nucléaire à l'intérieur de la cuve.

Il s'agit d'une structure mécano-soudée en tôles d'aluminium d'épaisseur 5 millimètres, et dont le diamètre est d'environ 1 mètre (figure 1).

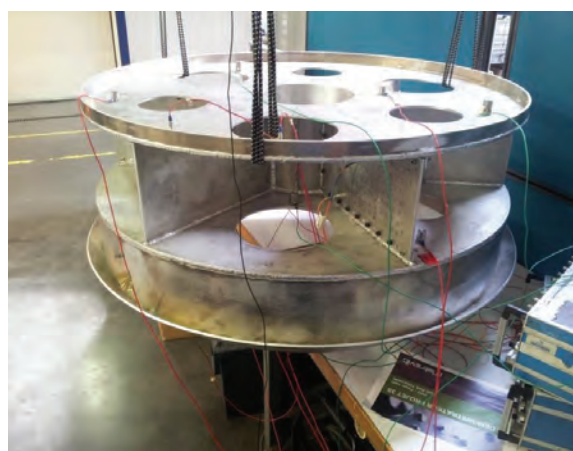


Fig. 1 : Maquette physique du platelage

Modèle Éléments Finis

Le modèle Éléments Finis de cette maquette est construit sous ANSYS.

Ce modèle est maillé de façon à pouvoir représenter correctement les phénomènes de flexion dans les tôles jusqu'à 3 000 Hz environ, afin de permettre des calculs de réponse directe sur toute la bande d'octave 2 kHz, selon un critère en $\lambda/6$. Cela conduit à des mailles dont la taille est d'environ 20 mm.

Une analyse modale numérique du système complet permet de mettre en évidence un premier mode vers 167 Hz, validé par des mesures réalisées sur la maquette physique, au marteau de choc. La densité modale de la structure dans l'octave 2 kHz est importante.

Le modèle est décomposé en 27 sous-structures. Cette décomposition a été effectuée de sorte que les jonctions (i.e. interfaces) entre sous-systèmes se situent au niveau des ruptures d'impédance constituées par les intersections des différentes tôles.

Dix calculs successifs sont réalisés avec une excitation du sous-système n°10 (matérialisé en bleu clair sur la figure 2, page suivante), avec pour chacun des calculs un point différent d'injection d'effort dans une direction normale au plan de la tôle. Les points sont uniformément répartis sur la sous-structure.

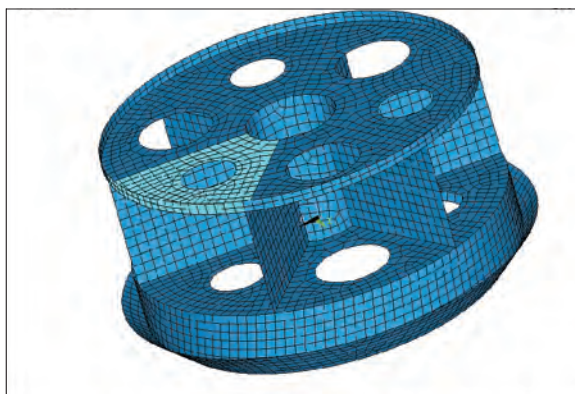


Fig. 2 : Modèle par Éléments finis du platelage

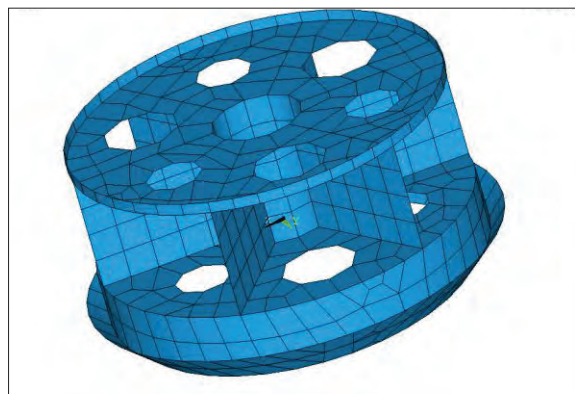


Fig. 4 : Modèle SmEdA (non raffiné) du platelage

L'amplitude de l'effort est déterminée à partir d'un précalcul de la mobilité Y de la structure au point d'injection de l'effort, à partir de la relation (8), de sorte qu'une puissance de P Watts soit injectée :

$$P = \frac{1}{2} \operatorname{Re}(Y) \cdot F^2 \quad (8)$$

Pour chaque cas de chargement, un calcul de réponse harmonique directe est effectué grâce à un balayage en fréquence sur la bande fréquentielle d'intérêt, pour N pas de fréquence équirépartis dans la bande, avec $P=1/N$.

La figure 3 ci-après illustre les résultats obtenus, en termes d'énergie cinétique dans chaque sous-structure, pour les 10 points d'excitation, ainsi que la moyenne quadratique, pour $N=350$.

Modèle SmEdA

La modélisation SmEdA découle directement de la sous-structuration utilisée dans l'approche par Éléments Finis, afin de pouvoir comparer les distributions d'énergie vibratoire dans les différents sous-systèmes de la structure étudiée.

Le modèle SmEdA comprend donc les mêmes 27 sous-systèmes que le modèle Éléments Finis. Le maillage peut être grossier à ce stade, comme illustré sur la figure 4, dans le sens où un raffinement optimisé et automatique est réalisé lors du calcul des CLF.

L'amortissement est identique à celui utilisé pour l'approche Éléments Finis (1% d'amortissement critique) et le système est résolu pour une puissance vibratoire unitaire injectée au sein du sous-système n°10.

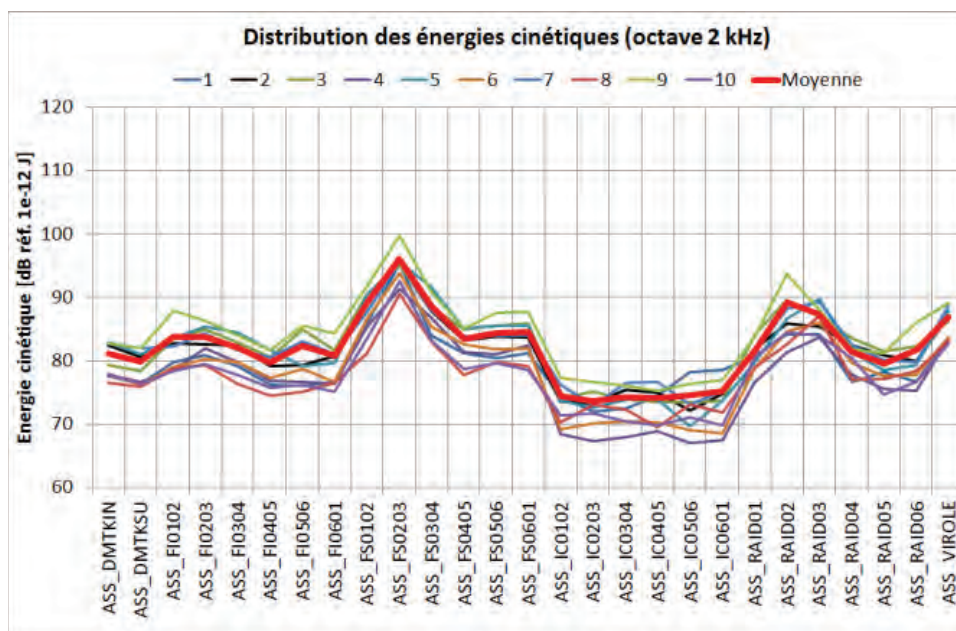


Fig. 3 : Répartition d'énergie cinétique calculée par Éléments Finis

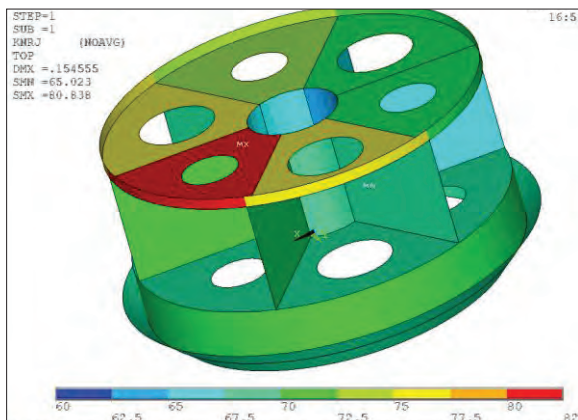


Fig. 5 : Résultats SmEdA - Distribution des énergies cinétiques dans les différents sous-systèmes (8 kHz)

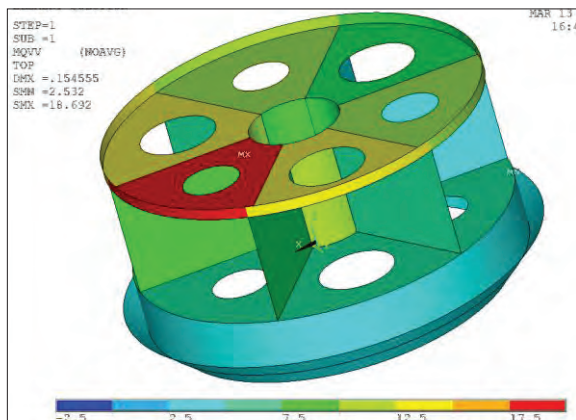


Fig. 6 : Résultats SmEdA - Distribution des vitesses vibratoires moyennes dans les différents sous-systèmes

Les résultats obtenus sont visualisés sous forme de cartographies d'énergie cinétique ou bien de vitesse quadratique moyenne comme illustré dans les figures 5 et 6.

Comparaison SmEdA/FEM

La figure 8 ci-après propose une comparaison des distributions d'énergie cinétique obtenues dans la bande d'octave 2 kHz avec les deux approches.

On constate que :

- Les niveaux d'énergie cinétique dans les différents sous-systèmes sont correctement estimés, c'est-à-dire avec un niveau de précision (1 à 2 dB) largement compatible avec l'utilisation qui en est faite,

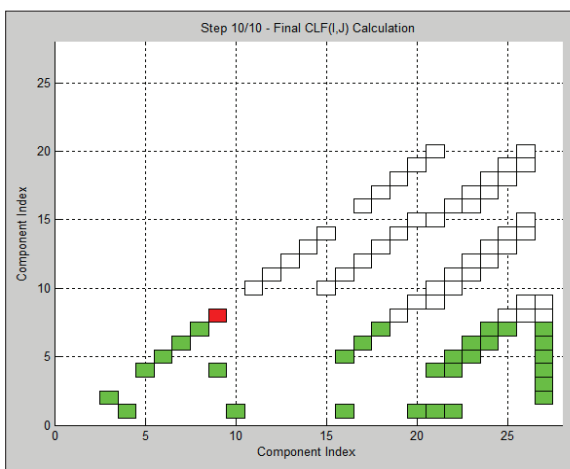


Fig. 7 : Calcul SmEdA - Synthétique d'avancement du calcul des CLF

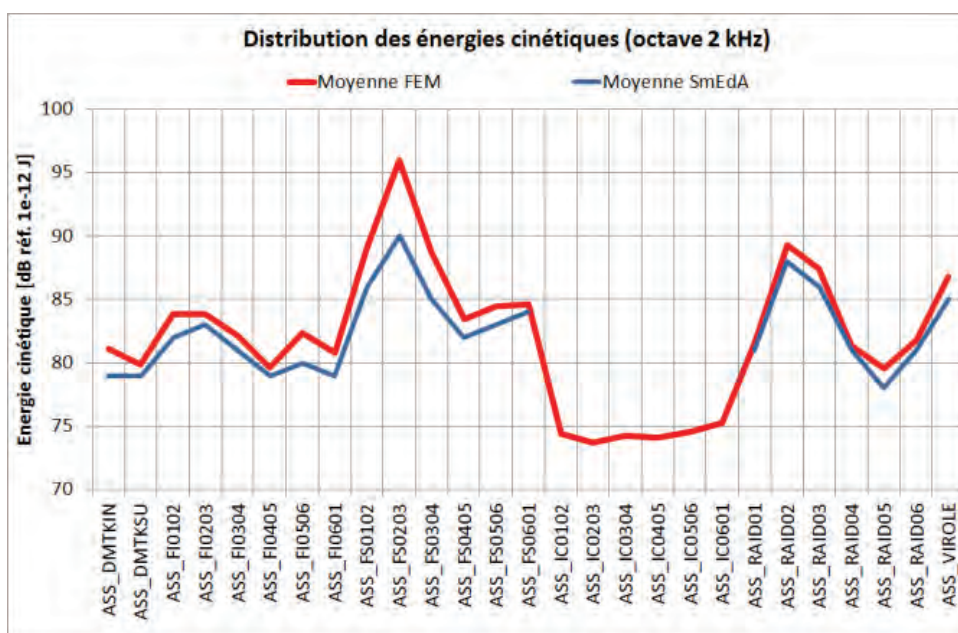


Fig. 8 : Comparaison SmEdA/FEM - Distribution des vitesses vibratoires moyennes dans les différents sous-systèmes

- Les niveaux d'énergie cinétique dans le sous-système où l'énergie est injectée, ainsi que dans les sous-systèmes adjacents, sont sous-estimés de façon plus importante. Il s'agit probablement d'effets de champ direct (comme en acoustique), liés au poinçonnement local de la structure au point d'injection des efforts, que l'approche SmEdA ne peut prendre en compte,
- Les niveaux d'énergie cinétique ne sont pas calculés dans certains sous-systèmes. Ces sous-systèmes n'ont pas de modes dans la bande d'octave considérée. Ce problème peut être contourné par une structuration plus adéquate du système complet.

Le gain en temps de calcul apporté par l'approche SmEdA est remarquable. Sur la même machine, pour un niveau de précision comparable, l'approche Éléments Finis a duré 10 x 10 heures (350 pas de fréquence / octave pour couvrir jusqu'à l'octave 2 kHz) soit 100 heures tandis que l'approche SmEdA a duré moins de 30 minutes pour un calcul couvrant jusqu'à l'octave 16 kHz.

Exemple d'application industrielle de SmEdA

La structure industrielle étudiée comprend des bureaux situés à proximité d'une zone exposée à des niveaux vibratoires, pouvant largement dépasser 1 mm/s rms. Ses dimensions dans le plan horizontal sont d'environ 30 m x 25 m, sa hauteur d'environ 3,50 m (hors poteaux). L'enjeu est de déterminer les niveaux vibratoires des parois (planchers, murs, plafonds) dans la bande des moyennes fréquences relatives à la problématique de bruit solidien.

Le modèle par Éléments Finis de la structure est constitué des principaux éléments potentiellement aptes à propager de l'énergie vibratoire : poutres, planchers raidis, parois, plafonds.

Des masses ponctuelles peuvent être utilisées pour simuler des chargements locaux liés par exemple à la présence d'objets massifs.

Le modèle FEM servant de base au calcul SmEdA est maillé de façon très grossière, comme le montrent les figures 9 et 10.

Les résultats obtenus sont visualisés sous forme de cartographies de vitesse quadratique moyenne comme illustré dans la figure 11.

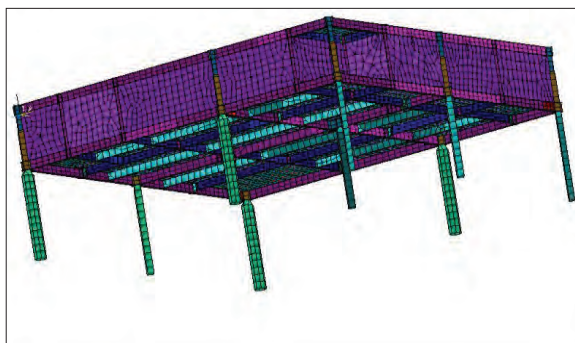


Fig. 9 : Modèle SmEdA (partiel) d'une structure industrielle

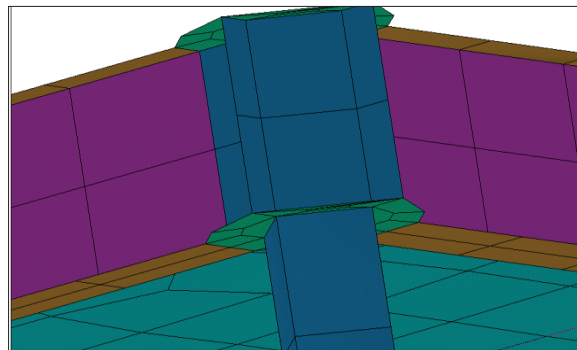


Fig. 10 : Détail du modèle SmEdA (non raffiné)
- Prise en compte des principaux

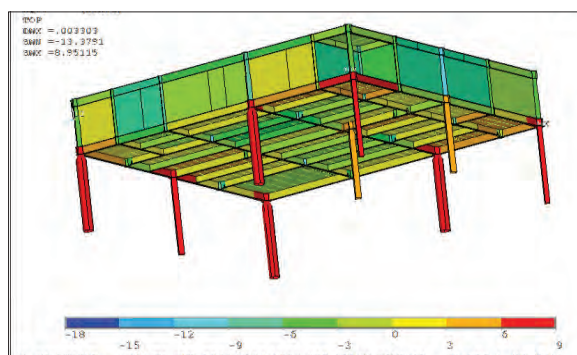


Fig. 11 : Résultats SmEdA - Distribution des vitesses vibratoires dans la structure industrielle dans l'octave 1 kHz

Conclusion

La mise en œuvre de SmEdA ouvre des perspectives intéressantes en matière de déploiement sur des applications industrielles de taille importante, relativement aux problématiques de confort et de sécurité des travailleurs, dans la mesure où le bruit solidien nécessite d'être intégré dans les analyses.

La méthode SmEdA montre une précision suffisante pour aborder la problématique du bruit propagé par les structures, dans une approche industrielle. Elle est surtout très attractive pour la réduction drastique des temps de calcul qu'elle permet. Elle s'avère très performante pour aboutir à un résultat comparable à une approche tout Éléments Finis, qui devient vite envisageable sur des installations industrielles réelles.

Références bibliographiques

- [1] L. Maxit, Extension et reformulation du modèle SEA par la prise en compte de la répartition des énergies modales, Thèse INSA de Lyon (2000).
- [2] A.L. Libardi & P.S. Varoto, Experimental Determination of Loss Factors on Coupled Structures Using the Power Injection Method, IMAC Conference XXII (2003).