

CFA '18 LE HAVRE ■ 23-27 avril 2018
14^{ème} Congrès Français d'Acoustique



Développement d'une méthode inverse basée sur la mobilité pour la maîtrise du bruit rayonné d'un navire comportant des machines montées rigidement sur des structures

V. Meyer

Naval Group Research, 199, av. Pierre-Gilles de Gennes, 83190 Ollioules, France
meyer.vlntn@gmail.com

Dans l'industrie navale, l'approche classique pour prédire le bruit d'un navire est de construire des modèles basés sur des chaînes de fonctions de transfert pour chaque source de bruit ou de vibration. Cette méthode repose sur l'hypothèse de couplages faibles entre les différents maillons de la chaîne, ce qui est généralement le cas à partir d'une certaine fréquence dans le cas d'équipements suspendus (c'est-à-dire montés sur des plots visco-élastiques). L'opération inverse, qui consiste à trouver le niveau de vibration maximum de la source permettant de respecter un niveau de bruit rayonné à ne pas dépasser, est très utile pour établir la spécification du matériel monté à bord. Cette opération peut se faire dans le cas d'équipements suspendus en inversant les fonctions de transfert. Dans le cas d'équipement montés rigide à travers plusieurs points de fixation (c'est-à-dire sans plots de suspension), il y a un couplage fort entre la source vibratoire et la structure réceptrice et cette approche n'est plus valable. On utilise alors dans ce cas la méthode des mobilités pour décrire exactement le comportement vibratoire du système couplé. Elle utilise les caractéristiques des deux sous-systèmes découplés, le principe de superposition, la continuité des vitesses et l'équilibre des forces. Si cette méthode est bien connue dans le sens direct, elle l'est moins pour la méthode inverse. Autrement dit, on se demande comment utiliser la méthode des mobilités pour définir un niveau maximum de vibration à la machine afin que la structure réceptrice ne dépasse pas un certain niveau de vibration, et que par conséquent la pression rayonnée dans l'eau soit maîtrisée. L'exposé se concentre sur le principe de la méthode inverse. L'expression mathématique est donnée et son application pratique est discutée. Un exemple numérique permet d'illustrer la méthode.

1 Introduction

Aussi bien pour des applications civiles que militaires, on cherche à réduire le bruit rayonné des navires. Pour les applications civiles, l'objectif est de limiter l'impact du bruit sur l'environnement sous-marin. Dans le domaine militaire, la maîtrise du bruit rayonné est primordiale pour l'invulnérabilité du navire.

En dehors du bruit du propulseur, l'une des sources principales de bruit provient des auxiliaires (moteurs, pompes, équipements divers) à l'intérieur du navire. Les vibrations générées par ces derniers se propagent par voie solide jusqu'à la coque, pour finalement rayonner dans l'eau.

L'une des approches classiques utilisées dans l'industrie navale pour prédire le bruit rayonné d'une plateforme repose sur l'utilisation d'une base de données de fonctions de transfert [1]. Pour une source de vibration le niveau de bruit rayonné dans l'eau se calcule à partir des données suivantes :

- Niveau d'accélération de la machine
- Fonctions de transfert des plots visco-élastiques (force/accélération)
- Fonctions de transfert des carlingages (sans unité, correspondant à un facteur d'amplification en force)
- Fonctions de transfert de rayonnement de la coque (pression/force).

Cette méthode est illustrée sur la Figure 1. Elle donne des résultats satisfaisants dans le cas où des plots élastiques sont insérés entre les différentes structures, permettant de prendre l'hypothèse de couplages faibles.

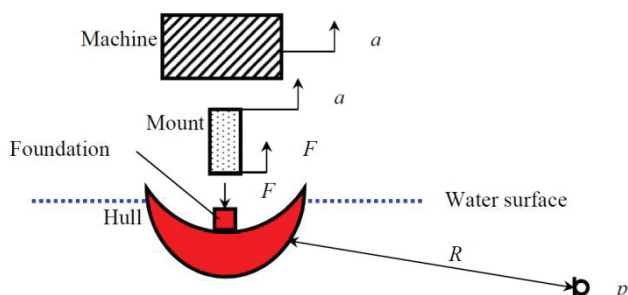


Figure 1: Schéma de transmission de vibrations par la voie solide [1].

L'opération inverse est d'un grand intérêt pour un constructeur qui souhaite intégrer du matériel à bord d'un navire. Par opération inverse, on entend l'opération qui consiste à donner un niveau maximum des vibrations d'une machine à partir d'un gabarit de bruit rayonné dans l'eau. Dans l'hypothèse des machines et structures suspendues sur des plots, il est possible d'inverser les fonctions de transfert.

Certains équipements ne sont cependant pas montés sur des plots élastiques, principalement pour des raisons de coût ou d'encombrement. Dans ce cas-là, la liaison entre la machine et le carlingage est rigide. Le couplage est fort et la structure d'accueil modifie le comportement vibratoire de la source. La méthode présentée précédemment ne peut plus s'appliquer en tant que telle.

Pour résoudre ce problème on propose de s'appuyer sur la méthode des mobilités. Cette méthode a été inspirée des lois utilisées en électricité, et transcrite à la mécanique par Firestone [2]. Elle permet de connaître le comportement global d'un système mécanique linéaire à partir des mobilités mécaniques de chaque sous-système en conditions aux limites libres. Les forces de couplage entre les différents sous-systèmes en sont déduites, pour enfin calculer les déplacements aux points d'intérêt de la structure couplée. Cette méthode est bien connue dans le sens direct, pour calculer le comportement global du système couplé à partir des informations sur les sous-systèmes. Le concept a été exploité par différents auteurs pour une utilisation inverse. On peut citer des travaux visant à connaître le comportement d'un ensemble privé d'un de ses sous-systèmes [3]. Ces travaux ont été par exemple appliqués pour calculer le comportement d'une plaque trouée à partir du comportement de la plaque sans le trou, et du comportement d'une plaque ayant les dimensions du trou [4].

Par contre, peu d'éléments concernant l'inversion de la méthode des mobilités, permettant de définir un niveau maximum de vibrations de la source pour que le système couplé ne dépasse pas un certain niveau, ont été trouvés dans la littérature. C'est ce problème qu'on propose d'aborder dans cette étude. L'article est organisé comme suit :

- On rappelle brièvement le principe de la méthode des mobilités dans le paragraphe 2.
- Une formulation de la méthode inverse des mobilités est donnée dans le paragraphe 3. Les

limites pratiques de l'approche sont mises en avant et des hypothèses simplificatrices sont proposées.

- Dans le paragraphe 4, la méthode est appliquée sur un cas test numérique.
- Des conclusions sont données dans le paragraphe 5.

2 Méthode des mobilités

Considérons une machine montée rigidement sur une structure support, comme illustré sur la Figure 2. Dans ce type de situation qui fait intervenir plusieurs points de contact, il peut y avoir des interactions entre différentes directions et à différents points.

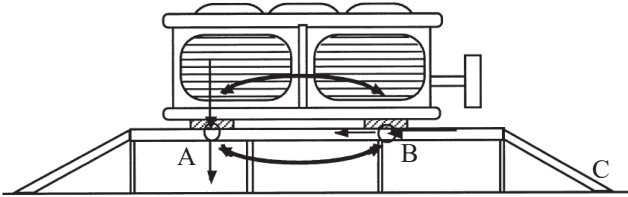


Figure 2: Schéma d'une machine montée rigidement sur une structure et illustration des interactions entre les points de contact (d'après [5]).

On cherche à connaître les accélérations en certains points du support (par exemple le point C sur la Figure 2) lorsque les deux sous-systèmes sont montés rigidement. On suppose les contacts parfaits, c'est-à-dire qu'il y a équilibre des forces et continuité des déplacements entre les deux sous-systèmes. Dans ce qui suit, on parlera indifféremment de mobilité ou d'inertance, selon que la grandeur est basée respectivement sur la vitesse ou l'accélération. En régime harmonique, ces deux grandeurs sont reliées par un facteur $i\omega$. On suppose que l'on connaît les grandeurs suivantes pour la machine :

- Accélérations libres selon les trois directions de l'espace à chaque point de contact. Si par exemple la machine est couplée à la structure support à travers deux points de contact A et B, on peut écrire le vecteur des accélérations libres :

$$\underline{\tilde{\Gamma}}_{\alpha} = \begin{bmatrix} \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{Ax} \\ \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{Ay} \\ \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{Az} \\ \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{Bx} \\ \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{By} \\ \tilde{\Gamma}_{\alpha}^{Bz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

L'indice α désigne la machine. L'exposant indique le point et la direction de l'accélération. La notation tilde au-dessus de Γ indique qu'il s'agit d'une accélération lorsque la machine est libre, c'est-à-dire découplée de son support. La barre sous le terme du membre de gauche indique qu'il s'agit d'un vecteur.

- Inertances selon les trois directions de l'espace pour tous les points de contact, en incluant les termes d'inertances de transfert (c'est-à-dire le rapport de l'accélération observée en un point sur la force appliquée en un autre). On peut représenter les inertances aux points de contact par des matrices $3N \times 3N$, comme par exemple dans l'Eq. (2). Le premier exposant d'un des termes de

la matrice indique le point et la direction de l'accélération observée et le deuxième exposant indique le point et la direction de la force appliquée au sous-système. La double barre sous le terme du membre de gauche indique qu'il s'agit d'une matrice :

$$\underline{\underline{T}}_{\alpha} = \begin{bmatrix} T_{\alpha}^{AxAx} & \dots & T_{\alpha}^{AxAz} & T_{\alpha}^{AxBx} & \dots & T_{\alpha}^{AxBz} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_{\alpha}^{AzAx} & \dots & T_{\alpha}^{AzAz} & T_{\alpha}^{AzBx} & \dots & T_{\alpha}^{AzBz} \\ T_{\alpha}^{BxAx} & \dots & T_{\alpha}^{BxAz} & T_{\alpha}^{BxBx} & \dots & T_{\alpha}^{BxBz} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_{\alpha}^{BzAx} & \dots & T_{\alpha}^{BzAz} & T_{\alpha}^{BzBx} & \dots & T_{\alpha}^{BzBz} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Pour la structure support, on dispose des grandeurs suivantes :

- Inertances selon les trois directions de l'espace pour tous les points de contact, en incluant les termes d'inertances de transfert. La notation est la même que dans l'Eq. (2), où on substitue les indices α par β .
- Inertances de transfert selon les trois directions de l'espace entre les forces appliquées aux points de contact avec la machine (points A et B) et les accélérations des points d'intérêts de la structure support (point C).

$$\underline{\underline{T}}_{\beta}^{transfert} = \begin{bmatrix} T_{\beta}^{CxAx} & \dots & T_{\beta}^{CxAz} & T_{\beta}^{CxBx} & \dots & T_{\beta}^{CxBz} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ T_{\beta}^{CzAx} & \dots & T_{\beta}^{CzAz} & T_{\beta}^{CzBx} & \dots & T_{\beta}^{CzBz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Toutes ces grandeurs sont données en bandes fines et on suppose connaître les phases relatives entre tous les termes.

Le principe de superposition pour les systèmes linéaires passifs, la continuité des déplacements et l'équilibre des forces aux points de contact permettent d'aboutir à l'accélération au point C de la structure support à travers l'Eq. (4) (voir [6],[7] pour les détails) :

$$\underline{\Gamma}_{\beta}^C = \underline{\underline{T}}_{\beta}^{transfert} \left[\left(\underline{\underline{T}}_{\alpha} + \underline{\underline{T}}_{\beta} \right)^{-1} \underline{\tilde{\Gamma}}_{\alpha} \right] \quad (4)$$

On note que la méthode fait normalement également intervenir les rotations et les moments. Ceux-ci seront cependant négligés tout au long de l'étude pour des raisons pratiques.

3 Méthode inverse des mobilités

3.1 Formulation exacte

Supposons que l'on s'intéresse au problème inverse et que l'on veuille respecter des niveaux d'accélération maximaux sur la structure support afin de limiter les efforts transmis vers la coque et ainsi maîtriser la pression rayonnée dans l'eau. Connaissant les caractéristiques mécaniques de la structure support, on veut ainsi pouvoir donner des spécifications sur les accélérations maximales que la machine doit respecter au niveau de ses points de contacts.

En isolant le terme des accélérations libres de la machine dans l'Eq. (4), on aboutit à l'Eq. (5) :

$$\underline{\tilde{\Gamma}}_{\alpha} = \left(\underline{\underline{T}}_{\alpha} + \underline{\underline{T}}_{\beta} \right) \left[\left(\underline{\underline{T}}_{\beta}^{transfert} \right)^{-1} \underline{\Gamma}_{\beta}^C \right] \quad (5)$$

Cette équation sert de base à la méthode inverse. Plusieurs remarques peuvent être faites :

- L'Eq. (5) fait appel au pseudo-inverse de la matrice des inertances de transfert de la structure support $T_{\beta}^{transfert}$. Dans certains cas, le problème peut être mal posé et aboutir à des solutions non physiques. En particulier, cela peut être le cas si le nombre de points de la structure sur lesquels il y a une limite en accélération est supérieur au nombre de points de contact avec la machine (ce qui est en général le cas en pratique).
- Le terme T_{α} suppose que l'on connaisse la matrice d'inertances aux points de contact de la machine. Or, on veut justement utiliser cette méthode pour spécifier les caractéristiques mécaniques de la machine. Il faut donc proposer des valeurs pour cette matrice, ce qui revient à définir une rigidité sur les « pattes » de la machine.
- Le terme Γ_{β}^c , qui représente les limites d'accélération en sortie de la structure support que l'on ne veut pas dépasser, ne peut pas être raisonnablement donné pour chaque point de contact entre la structure support la coque. On peut par contre donner une seule valeur qui sera respectée par l'ensemble des points.
- Le résultat de l'Eq. (5) est un vecteur de nombres complexes variant avec la fréquence. Il représente les accélérations pour chaque point de contact et chaque direction de l'espace. Il est impossible en pratique d'utiliser directement ces données pour les spécifications d'une machine.

3.2 Approche simplifiée

Pour toutes les raisons pratiques mentionnées précédemment, on propose de procéder à des simplifications pour rendre la méthode utilisable dans l'industrie. Ces simplifications consistent à moyenniser les différentes grandeurs :

- Pour le terme Γ_{β}^c , on suppose qu'on dispose d'un gabarit à ne pas dépasser. Ce gabarit est donné par un certain niveau d'accélération sur les points de sortie de la structure support dans une des trois directions de l'espace. Ce niveau est donné comme un scalaire dont la valeur est égale à la somme sur tous les points. Il est exprimé par bande de tiers d'octave.
- On moyenne afin qu'il n'y ait qu'un point de contact équivalent entre la machine et la structure support. On souhaite à ce stade toutefois conserver des informations sur les directions des forces de couplage entre la machine et la structure support. On divise donc le problème en 3 problèmes indépendants, l'un selon chaque degré de liberté. Toutes les inertances de couplage (les termes noirs et verts des Eqs. (2) et (3)) sont ainsi négligées. Les termes restant sont moyennés sur les points de contact et sur les points de sortie. On obtient ainsi trois équations scalaires devant chacune respecter le tiers de la valeur du gabarit. Ainsi lorsque les trois directions sont associées de manière incohérente (on se place dans le cas le plus défavorable car on n'a pas d'informations sur la phase) on doit ne pas dépasser le gabarit d'accélération.

- On propose pour le terme d'inertances de la machine T_{α} de prendre une valeur constante quelle que soit la fréquence et quelles que soient les directions.
- Le niveau de la machine à respecter $\tilde{\Gamma}_{\alpha}$ est donné en bande de tiers d'octave, en prenant le niveau minimum sur la bande. Sa valeur correspond à la somme quadratique sur les points de couplage de la machine dans toutes les directions.

4 Etude numérique sur un cas test

4.1 Description du cas test

On s'inspire d'un climatiseur monté sur une structure, tel qu'on peut le rencontrer dans des applications navales. Tous les systèmes sont supposés élastiques et respectent les hypothèses de la mécanique des milieux continus. Le climatiseur, qui est la source de vibrations, est modélisé par un parallélépipède rectangle de dimension $1 \times 0,4 \times 1,5 \text{ m}^3$, comme indiqué sur la Figure 3a. Les faces du parallélépipède sont modélisées par des plaques de 2 cm d'épaisseur. La structure support est représentée sur la Figure 3b. Elle est composée d'une plaque horizontale de 4 cm d'épaisseur et d'une plaque verticale de 5 cm d'épaisseur. Six plots sont modélisés par des poutres de 10 cm de long et de section circulaire de 2 cm de rayon. Les points de jonction avec le climatiseur sont placés dans les coins, à 6 cm des arêtes adjacentes. Le système complet est représenté sur la Figure 3c.

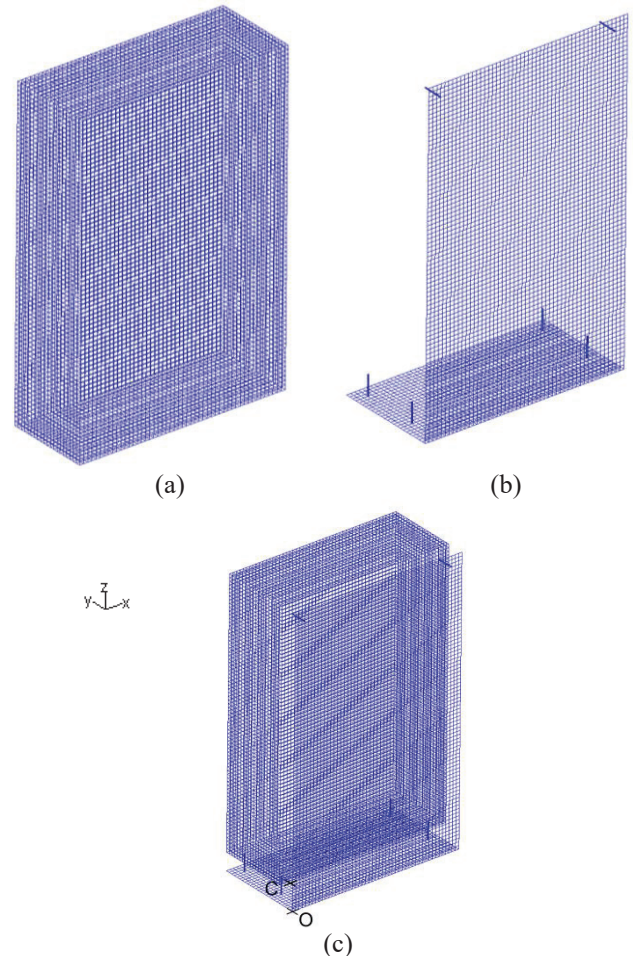


Figure 3 : Modèles éléments finis (a) du climatiseur, (b) de la structure support et (c) des sous-systèmes assemblés.

Toutes les structures sont composées d'acier de 7800 kg.m^{-3} de masse volumique, de module d'Young de 210 GPa , d'un coefficient de Poisson de $0,3$ et d'un amortissement structurel de 2% . En considérant les dimensions du caisson du climatiseur, ce dernier a une masse de 780 kg .

Les calculs sont réalisés pour 700 fréquences logarithmiquement réparties entre 10 Hz et 10 kHz . La taille des éléments est fixée à 2 cm , respectant ainsi le critère de 6 éléments par longueur d'onde de flexion pour la plaque la plus fine à la fréquence la plus haute.

En plaçant l'origine sur l'un des coins inférieurs de la structure support, on définit le point C par les coordonnées : $(x_C, y_C, z_C) = (0, 4; 0, 3; 0)$. On suppose que ce point est relié à la coque par un plot élastique et on cherche donc à ne pas dépasser une certaine valeur d'accélération, pour finalement respecter un gabarit de bruit rayonné. Un exemple de gabarit d'accélération au point C est donné en tiers d'octave sur la Figure 4. On choisit de respecter ce gabarit d'accélération dans la direction verticale (z).

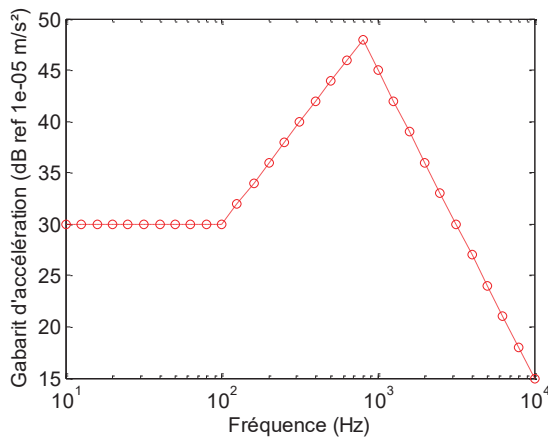


Figure 4 : Exemple de gabarit d'accélération.

4.2 Résultats pour la méthode exacte

On teste dans un premier cas la méthode inverse des mobilités en utilisant la formulation exacte (voir section 3.1). Le gabarit donné en tiers d'octave est traduit en bande fine en spécifiant la valeur du tiers d'octave pour toutes les fréquences dans le tiers d'octave (fonction en escalier). Pour chaque fréquence, l'Eq. (5) donne 18 valeurs complexes, correspondant aux 6 points de couplage multiplié par les 3 DDL de translation. Un exemple de l'accélération pour respecter le gabarit est donné sur la Figure 5 pour le premier point de couplage (le plus près de l'origine) dans la direction verticale. Les 17 autres accélérations ne sont pas représentées par souci de synthèse.

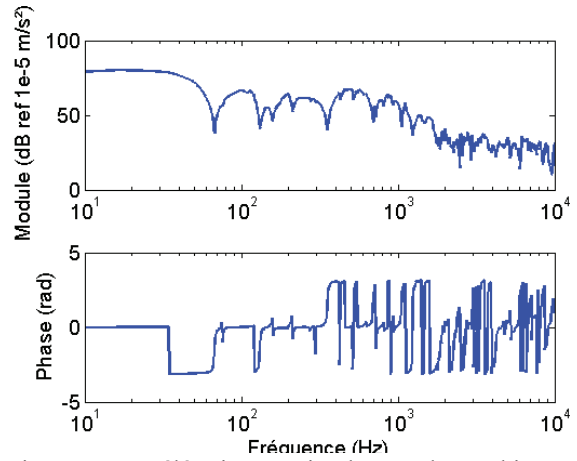


Figure 5 : Accélération maximale pour la machine sur le premier plot dans la direction verticale.

Si les 18 composantes de l'accélération de la machine sont égales au résultat de l'Eq. (5), on peut utiliser la méthode des mobilités directe pour vérifier l'accélération au point C. Dans ce cas, on respecte exactement le gabarit, comme le montre le tracé de la Figure 6, où les deux courbes se superposent.

On comprend bien la difficulté de la mise en pratique des résultats obtenus par la méthode exacte pour définir les spécifications d'une machine industrielle : les données sont complexes, en bande fines et pour 18 accélérations différentes. On propose donc dans le paragraphe suivant d'utiliser la version simplifiée décrite dans la section 3.2.

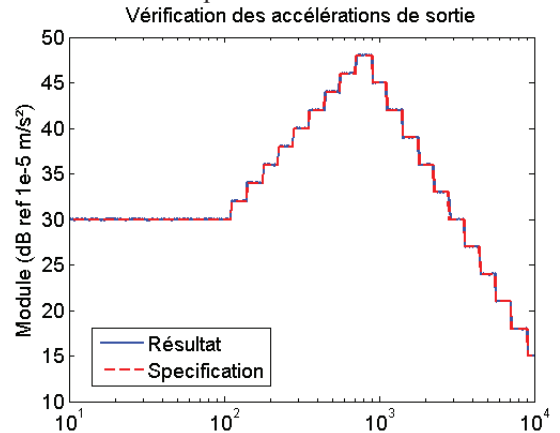


Figure 6 : Vérification des résultats de la méthode inverse exacte par injection dans la méthode directe.

4.3 Résultats pour la méthode approchée

Afin de rendre la méthode plus facilement utilisable en pratique, on utilise des hypothèses simplificatrices du paragraphe 3.2. On impose l'inertance mécanique de la machine au point de couplage égale à $0,002 \text{ m}^2/\text{N}$. Les résultats sont représentés sur la Figure 7. La courbe représente la limite en bande de tiers d'octave que l'accélération libre de la machine doit respecter sur tous les points de couplage dans les trois directions de l'espace. On remarque que ce niveau est beaucoup plus bas que celui proposé sur l'exemple de la Figure 5. Ceci est compréhensible au vu de la prise en compte de moyennes et de minorant dans les hypothèses simplificatrices.

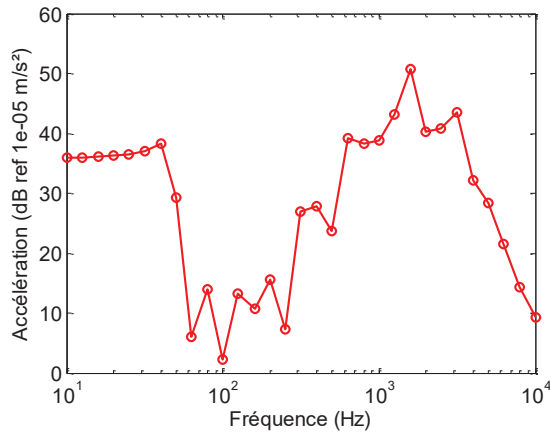


Figure 7 : Accélération limite de la machine.

On propose de vérifier ces résultats en les injectant dans la méthode directe. Pour ce faire, on utilise la méthode des mobilités directe décrite au paragraphe 2. On prend pour la mobilité de la machine la valeur « réelle » en bande fine, donnée par le calcul par éléments finis. Les résultats sont donnés sur la Figure 8. On remarque que le gabarit spécifié en entrée est globalement respecté en bande de tiers d'octave, excepté pour un dépassement de 1,8 dB dans la bande autour de 10 Hz et de 0,5 dB dans la bande autour de 25 Hz. Ceci s'explique par la présence de pics en bande fines, dont le dépassement peut atteindre jusqu'à 10 dB. Ces pics proviennent de plusieurs facteurs liés aux simplifications faites dans la méthode inverse :

- L'inertance de la machine au point de couplage, choisie arbitrairement à $0,002 \text{ m/s}^2/\text{N}$, est différente de l'inertance réelle de la machine, qui a un comportement dynamique plus complexe faisant apparaître des résonances et des anti-résonances.
- Les effets des couplages et des phases, négligés dans la méthode inverse, sont bel et bien présents en réalité.

On note cependant que cet outil reste intéressant pour donner des éléments de dimensionnement d'une machine.

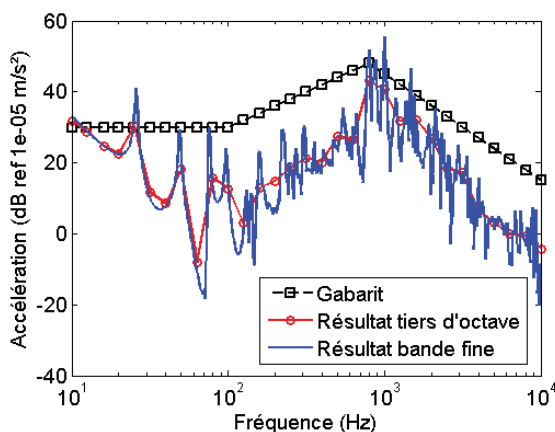


Figure 8 : Vérification des résultats de la méthode inverse simplifiée par injection dans la méthode directe.

4.4 Influence de la mobilité de la machine

Pour la méthode inverse, la valeur arbitraire donnée à la mobilité de couplage de la machine est une donnée importante. On réalise, toujours sur le même système, une

étude paramétrique pour trois valeurs d'inertance : $0,02$; $0,002$ (utilisé pour l'exemple ci-dessus) et $0,0002 \text{ m/s}^2/\text{N}$. Les résultats de l'accélération maximale de la machine pour ces trois paramètres sont tracés sur la Figure 9. Conformément aux attentes, on remarque que des mobilités de couplage plus grandes, c'est-à-dire des pattes de fixation plus souples, autorisent une accélération libre de la machine plus importante, en particulier en basse fréquence. Dans les hautes fréquences, on peut voir que le couplage n'est plus contrôlé par la rigidité de la machine.

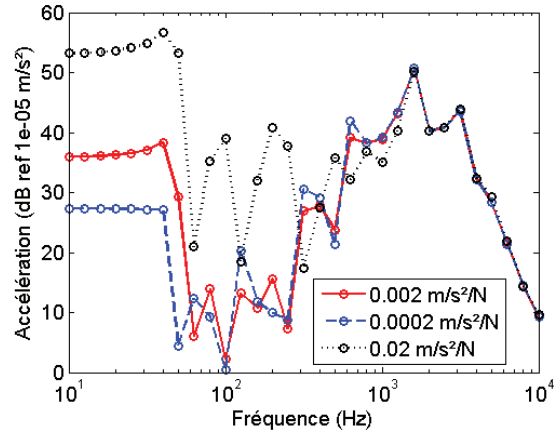


Figure 9 : Influence du choix de l'inertance de couplage de la machine sur les résultats de la méthode inverse.

5 Conclusion

La méthode des mobilités permet de décrire le comportement d'un système couplé fortement à partir des caractéristiques vibratoires des sous-systèmes découplés. Cette méthode a été inversée pour permettre de donner des éléments de dimensionnement dans le cas de machines montées rigidement sur des structures. Les difficultés liées à la mise en pratique de la méthode ont été mises en avant et des hypothèses simplificatrices ont été proposées. Sur un exemple numérique, on a tout d'abord vérifié que l'approche exacte donnait de bons résultats. Les résultats de la méthode simplifiée ont ensuite été examinés pour voir l'influence des simplifications. Sur un cas test, la méthode donne des résultats satisfaisants.

Dans un second temps, les travaux consisteront à utiliser des données expérimentales pour évaluer la robustesse de la méthode inverse simplifiée. On s'intéressera également à estimer a priori l'inertance de couplage de la machine, qui a une grande influence sur le résultat. Enfin, il s'agira d'estimer si la méthode simplifiée ne prévoit pas des marges trop grandes, qui pourraient entraîner des spécifications plus strictes que nécessaires et donc des coûts plus importants.

Remerciements

Je remercie Jean-Louis Morange et Eric Ramond pour les échanges que nous avons eus sur ce sujet.

Références

- [1] C. Bosschaart, E. Jansen, C. de Jong, et T. Baster. The effect of floating deck structures on underwater radiated noise, *Proceedings of the 24th International*

Congress on Sound and Vibration, Londres, 23-27 juillet 2017.

- [2] F. A. Firestone. The mobility method of computing the vibration of linear mechanical and acoustical systems: Mechanical-electrical analogies. *Journal of Applied Physics*, 9(6):373-387, 1938.
- [3] D. T. Soedel et W. Soedel. Synthesizing reduced systems by complex receptances. *Journal of Sound and Vibration*, 179(5):855-867, 1994.
- [4] D. T. Huang et E. C. Ting. Vibration of plates with sub-structural deduction: a reverse receptance approach. *Journal of Sound and Vibration*, 271:177-207, 2004.
- [5] B. A. T. Petersson et B. M. Gibbs. Towards a structure-borne sound source characterization. *Applied Acoustics*, 61:325-343, 2000.
- [6] S. Rubin. Mechanical immitance-and transmission-matrix concepts. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 41(5):1171-1179, 1967.
- [7] V. Meyer, L. Maxit, J.-L. Guyader, T. Leissing, et C. Audoly. A condensed transfer function method as a tool for solving vibroacoustic problems. *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science*, 230(6):928-938, 2016.