

Investigation des performances d'une méthode hybride (intensimétrie - MISO) pour l'identification et la localisation des sources de bruit d'un centre d'usinage bois

Armand Nejade

Laboratoire Réduction du Bruit au Travail
Institut National de Recherche et de Sécurité (INRS)
1, rue du Morvan
CS 60027
54519 Vandœuvre Lès Nancy CEDEX
Tél : 03 83 50 20 00
Fax : 03 83 50 20 93
Courriel: armand.nejade@inrs.fr

Résumé

Une antenne d'intensimétrie composée de 16 sondes pression-vitesse a été testée sur une machine à bois complexe (centre d'usinage à grande vitesse) afin d'en déduire les sources de bruit principales. Les mesures de pression acoustique montrent que les panneaux du caisson enfermant la tête d'usinage génèrent un rayonnement important. L'intensimétrie ne différenciant pas les contributions provenant de différents plans de l'espace, elle a été couplée à la méthode des entrées multiples partiellement cohérentes (MISO). Cette approche hybride permet de différencier et quantifier séparément la contribution des sources internes (tête d'usinage principalement) et celle des panneaux. Les limites de cette approche existent en basse fréquence (pour la méthode MISO, difficulté d'exciter convenablement la structure) comme en haute fréquence (pour l'intensimétrie, la tête d'usinage est mobile). Les résultats montrent finalement que l'antenne d'intensimétrie fonctionne bien dans une gamme de fréquence suffisante pour envisager le développement futur de méthodes d'holographie avec cette instrumentation.

Pour réduire l'exposition au bruit des travailleurs, la diminution du niveau d'émission du bruit à la source reste la solution la plus efficace. C'est aussi, très souvent, la plus difficile à mettre en œuvre une fois la machine bruyante installée dans un atelier de production. Cette difficulté est, entre autres, liée aux contraintes de production et des modifications de la machine pour la rendre moins bruyante ne peuvent être envisagées que si le gain est suffisant et certain. Pour cela, il est nécessaire de faire une analyse acoustique précise et une hiérarchisation des différentes sources de bruit, surtout dans le cas d'une machine complexe. Dans ce cadre, le laboratoire d'acoustique de l'INRS s'intéresse à la performance des méthodes d'antennerie et a intégré une instrumentation spécifique composée de 16 sondes d'intensimétrie pression-vitesse. Cette instrumentation a préalablement été calibrée par une méthode utilisant une source de bruit sphérique, puis évaluée sur une structure simple (boîte intégrant deux haut-parleurs) et sur des machines à bois simples (scie verticale). Pour les sources vibrantes complexes, la méthode d'intensimétrie a été couplée à une méthode vibro-acous-

tique (entrée multiples ou MISO) validée, de son côté, sur des plaques vibrantes ou des carters de protection d'outils portatifs comme une meuleuse. Le présent article rend compte des investigations faites sur une machine à bois complexe installée sur un site de production, pour laquelle l'utilisation de cette méthode hybride intensimétrie-MISO prend tout son intérêt.

Machine à bois étudiée

Les centres d'usinage du bois à commande numérique ou d'usinage à grande vitesse (UGV) sont des machines multi-fonctions de grandes dimensions qui remplacent petit à petit, la plupart des machines traditionnelles dans les ateliers de menuiserie. Outre leur poste de commande informatisé, ces machines sont constituées d'une tête d'usinage mobile, d'une large table fixe équipée d'un système de serrage pneumatique des pièces à usiner et de la pompe à vide associée, ainsi que d'un ensemble de tuyauteries d'évacuation des poussières de bois (Fig. 1).



Fig. 1 : Centre d'usinage Homag-Weeke BHC 550. Les principales sources de bruit sont : A : La tête d'usinage ; B : La table avec système de serrage pneumatique ; C : La pompe à vide. En haut à droite (X) : Gros plan de la tête d'usinage ; en bas à gauche (XX) : intérieur de la tête d'usinage (la système broche-moteur est montré par une flèche)

La tête d'usinage, le système de serrage et la pompe à vide sont les principaux mécanismes générateurs de bruit. La tête d'usinage elle-même comprend plusieurs sources dont l'entraînement des outils, l'usinage (interaction de l'outil avec la pièce) et le rayonnement du capot. Il est évident que les niveaux de bruit émis lors du fonctionnement de la machine sont très variables et dépendent de plusieurs paramètres comme, entre autres :

- le type d'opération : par exemple, le perçage est moins bruyant que le défonçage,
- le type d'essence : un bois dur demande plus d'effort qu'un bois tendre, générant ainsi plus de bruit,
- et le type d'outil.

Hiérarchisation globale des sources

Lors du positionnement d'une pièce à usiner, le système de serrage génère un bruit d'origine pneumatique de courte durée qui n'a donc qu'une incidence négligeable sur le bruit global de la machine durant tout son temps de fonctionnement. Mais en ce qui concerne les deux autres sources, c'est-à-dire la pompe et la tête d'usinage, une mesure préliminaire de la pression acoustique montre que cette dernière est dominante : les courbes de la figure 2 montrent que la pression sonore à 30 cm de la pompe seule (courbe verte) est très inférieure à la pression avec la tête d'usinage en marche (courbe pourpre).

Par conséquent, l'étude s'est focalisée uniquement sur les mécanismes de génération du bruit dans l'ensemble de la tête d'usinage. Cette structure comprend une broche porte-outil, un ensemble d'outils (forets, fraises...) et une scie, le tout à l'intérieur d'un caisson dont les deux panneaux (frontal et latéral) sont en tôle. Ces panneaux sont équipés, sur le bas, de rideaux à lamelles multicouches (PVC sur ce modèle) dont le rôle principal est de protéger l'opérateur contre la projection d'outils (ou de morceaux d'outil). Ces rideaux apportent en même temps une isolation acoustique. Le bruit généré pendant l'usinage provient de sources diverses : la rotation de l'outil, le frottement de celui-ci contre la pièce usinée, le rayonnement des panneaux, le système d'aspiration, etc.

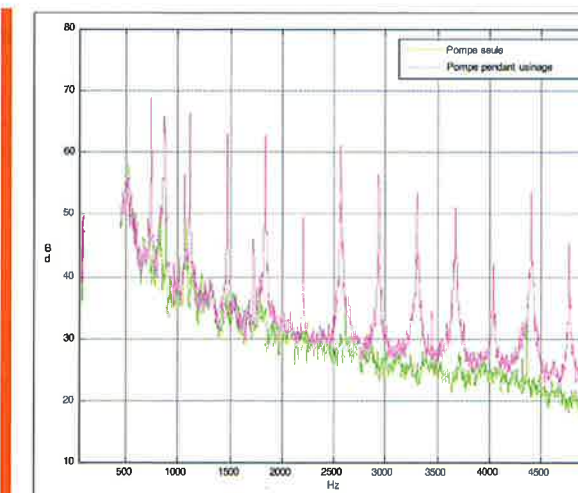


Fig. 2 : Mesures de la pression acoustique à 30 cm de la pompe à vide. Pompe seule en fonctionnement (vert) ; pompe en fonctionnement + usinage (pourpre).

Dans cet article, seuls les résultats obtenus sur le panneau frontal (dimensions aplaties : H=110 cm x L=66,5 cm) seront montrés et discutés.

Méthodologie

La pluralité des sources et le fait qu'elles soient situées dans différents plans dans l'espace, nous conduisent à la question suivante : comment distinguer le rayonnement du caisson de celui des mécanismes intérieurs. L'intensimétrie n'est pas capable d'une telle distinction. Elle a donc été associée à une autre méthode, nommée méthode d'entrées multiples ou MISO (Multiple Input, Single Output).

Technique d'intensimétrie pression-vitesse

Une antenne composée de 16 sondes de type pression-vitesse (PU) Microflown a été utilisée à partir desquelles les intensités sont calculées selon la formule $\Gamma = P \cdot \bar{V}$, où P représente la pression sonore et $\bar{V}$ la vitesse particulaire [1, 2]. Rappelons que G est une quantité complexe : $\Gamma = I + iJ$, où l'intensité active I correspond à la partie propagative de l'énergie sonore. L'intensité réactive J décrit les phénomènes liés aux champs proches et i désigne la partie imaginaire. Un champ d'intensité où $|J| \gg |I|$, est un champ à dominante réactive. C'est souvent le cas dans l'espace très proche de la structure où les mesures risquent d'être imprécises. L'unique indicateur suggéré jusqu'à présent, pour les sondes PU est le suivant [3] :

$$\delta_{ij} = \left| \frac{J}{I} \right|, \quad (1)$$

Cet indicateur sera utilisé pour vérifier la validité de nos mesures d'intensité.

Mise en œuvre

L'intensimétrie est appliquée au panneau frontal de la tête d'usinage et à une distance de 60 cm de celui-ci. Le panneau a été divisé en 5 sous-surfaces exigeant 5 acquisitions séquentielles par l'antenne composée de 16 sondes PU. Cela correspond à un total de 80 points de mesure à partir desquels les cartes d'intensité ont été générées aux fréquences sélectionnées (les points de mesure sont numérotés de haut en bas et de gauche à droite).

Pour éviter des variations de distance importantes entre l'antenne et la tête d'usinage, la tâche accomplie par cette dernière a été limitée à toujours graver une spirale rectangulaire dans le même bois aggloméré ce qui restreint les déplacements sur une surface de 13 cm de côté. La durée de cet usinage a permis d'effectuer 30 moyennes spectrales.

Technique d'entrées multiples (MISO)

Dans la plupart des systèmes avec des sources multiples, les liaisons mécaniques conduisent à des échanges d'énergie parmi ces sources. C'est la base de l'application de la technique MISO. Considérons le système de la figure 3 où les sources (entrées) $R_1, R_2, \dots, R_k$ sont partiellement cohérentes. Dans ce cas, la vraie contribution de chaque source à la sortie S est exprimée par l'intermédiaire des fonctions de transfert «croisées» $T_1, T_2, \dots, T_k$, exprimées par la relation suivante :

$$|G_{IS}| = |G_{ij}| |T_i|, \quad (2)$$

où $|G_{IS}|$ est le vecteur inter-spectral des entrées R_i et la sortie S . $|G_{ij}|$ représente la matrice inter-spectrale des entrées R_i et R_j . Calculer $|T_i|$ nécessite l'inversion de la matrice $|G_{ij}|$. La sortie du système est ensuite obtenue par :

$$G_{SS} = \sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^n T_i T_j G_{ij} + G_{bb}, \quad (3)$$

où G_{bb} est le bruit incohérent. Le premier terme à droite appelé «Puissance Cohérente à la Sortie» ou PCS, représente l'énergie «pure» générée à la sortie du système [4].

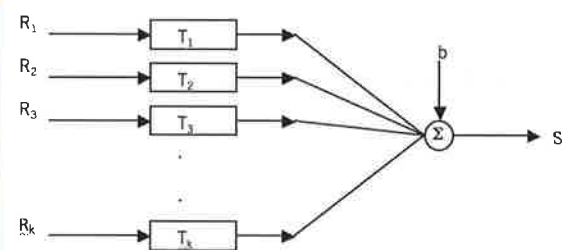


Fig. 3 : Modèle du système à entrées multiples partiellement cohérentes et simple sortie (b : bruit incohérent)

Application de la méthode MISO

La méthode MISO est traditionnellement appliquée aux systèmes à sources discrètes comme, par exemple, les moteurs de véhicules dans lesquels les variations de pression dans chaque cylindre peuvent être modélisées comme une entrée et les vibrations du bâti et/ou le bruit émis comme sortie(s) [5].

Dans le cas présent, l'intérêt est porté sur les panneaux en tôle de la tête d'usinage de l'UGV, c'est-à-dire sur un milieu continu, d'où l'originalité de l'approche. Les panneaux sont maillés et chaque élément du maillage considéré comme une source de vibration donc comme une entrée. Le bruit rayonné par le panneau constitue la sortie du modèle. Le but ici n'est pas la recherche de la contribution individuelle de chaque source mais le rayonnement généré par l'ensemble du panneau, exprimé par la PCS (puissance cohérente à la sortie) du modèle (G_{bb} est négligeable dans ce cas, le panneau étant la seule structure rayonnante).

L'application de la méthode MISO comprend deux phases : Phase 1 : excitation de la structure artificiellement (avec un marteau de choc, par exemple), acquisition des spectres croisés des matrices G_{ij} et calcul, à partir de la relation (2), du vecteur des fonctions de transfert, Phase 2 : avec la machine en fonctionnement, acquisition, avec les accéléromètres, des spectres croisés des vibrations du panneau et calcul ensuite, à partir de la relation (3), du rayonnement du panneau sous forme de PCS.

Mise en œuvre

Le panneau frontal a été instrumenté avec 14 accéléromètres dont les emplacements sont montrés par des points rouges sur la section X de la figure 1. À la phase 1, l'excitation artificielle a été assurée par les impacts d'un marteau de choc, au long et très près des arêtes. Pour la phase 2, la machine a été programmée pour effectuer exactement le même usinage, et sur le même type de pièce de bois, que lors des mesures d'intensimétrie.

Analyse des résultats

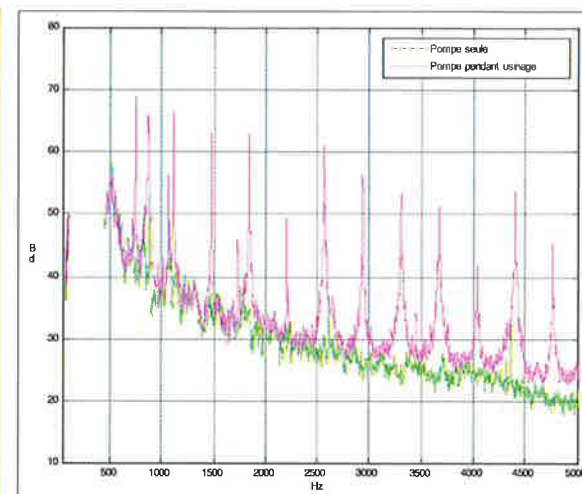


Fig. 4 : Pression sonore à 60 cm du panneau frontal de la tête d'usinage, moyennée sur la surface

La figure 4 représente la moyenne des spectres de la pression sonore, pendant l'usinage, sur le plan à 60 cm du panneau. Le rayonnement est constitué de raies, qui représentent, pour la plupart, les harmoniques de rotation de l'outil (de défonçage). L'énergie sonore générée par la machine est principalement répartie dans les largeurs de celles-ci. Quelques exemples de carte d'intensité sont présentés sur la figure 5. Il s'agit des bandes de fréquence 238-254 Hz, 485-530 Hz, 975-1 021 Hz et 1 690-1 800 Hz, centrées respectivement, sur 249 Hz (Fig. 5a), 498 Hz (Fig. 5b), 997 Hz (Fig. 5c) et 1745 Hz (Fig. 5d). Pour une meilleure visibilité, les cartes correspondant à 498 Hz et 997 Hz sont présentées aussi en échelle linéaire. Une grande partie du panneau semble rayonner avec une intensité élevée à 249 Hz. À 498 Hz et 997 Hz les zones chaudes de rayonnement sont moins intenses. Ces zones correspondent à l'emplacement du système broche-moteur (fig. 1 bas gauche) et peuvent donc être attribuées au bruit généré par ce mécanisme. L'intensité à 1 745 Hz peut être associée aux énergies qui traversent le rideau (bas du panneau) et qui sont diffractées par les bords de la tôle.

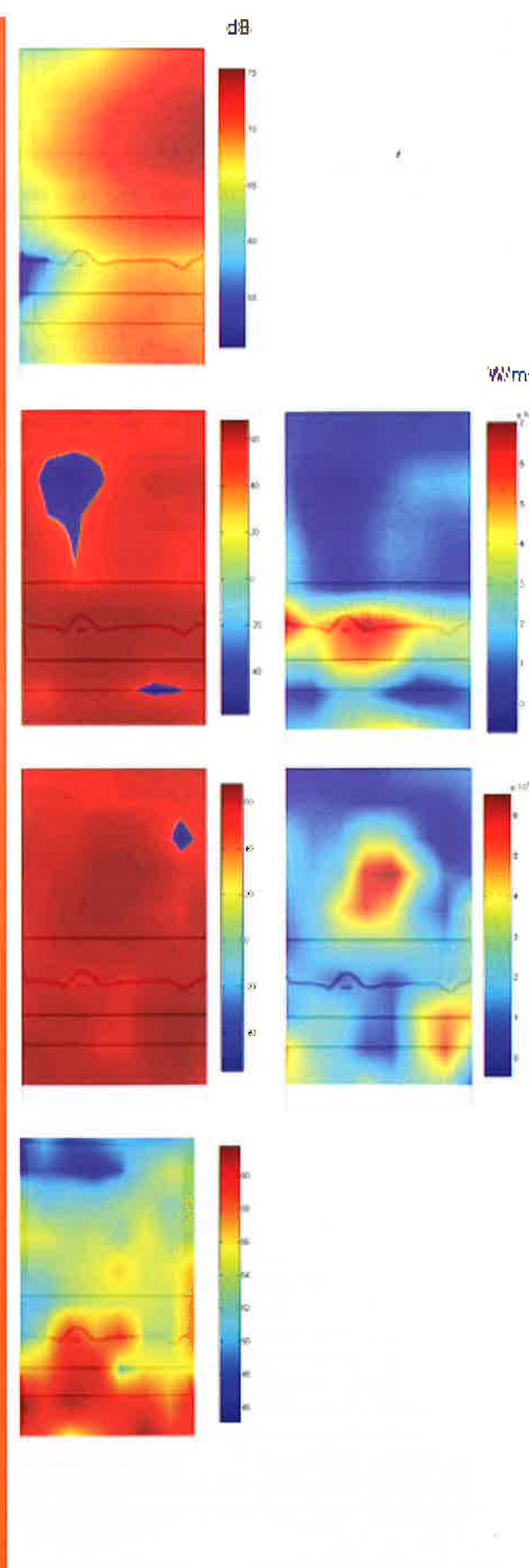


Fig. 5 : Cartographies d'intensité à 60 cm du panneau frontal de la tête d'usinage (géométrie aplatie) à a) 249 Hz ; b) 498 Hz en dB (gauche) en linéaire (droite) ; c) 997 Hz en dB (gauche) en linéaire (droite) ; d) 1 745 Hz

Validation des mesures d'intensité

Cette validation fait appel à l'indicateur décrit précédemment. La figure 6 montre les valeurs de cet indicateur en fonction des 80 points de mesure, aux fréquences sélectionnées. Pour les fréquences 249, 997 et 1 745 Hz, la situation est très rarement rencontrée sur l'ensemble des 80 points de mesure. Autrement dit, le champ réactif y est peu significatif. Ce n'est pas le cas à 498 Hz, fréquence pour laquelle le champ réactif est important pour un grand nombre des points de mesure.

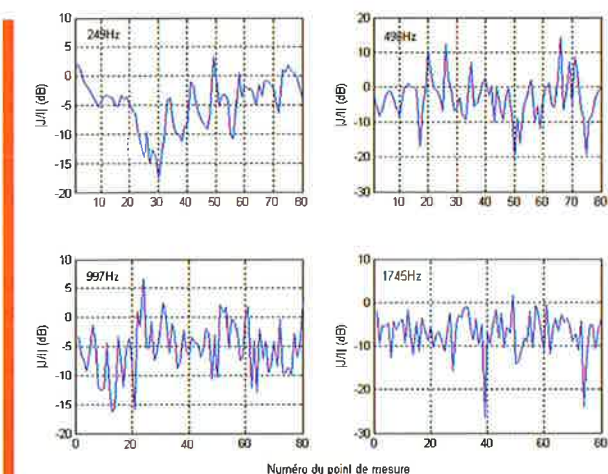


Fig. 6 : Indicateur de réactivité pour les 80 points de mesure aux 4 fréquences sélectionnées

Afin d'étudier ce phénomène de manière plus fine, il est utile d'examiner la forme, sans interpolation, du champ (Fig. 7). On peut remarquer les réactivités importantes se trouvant d'une manière sporadique partout dans le champ mais plus particulièrement dans les zones d'intensité négative (vecteurs entrants). Dans cette situation, on peut suggérer que les vecteurs d'intensité négative ne sont pas forcément causés par l'absorption, mais par l'interférence de la pompe à vide dont, comme observé sur la figure 2, une grande partie de l'énergie sonore est contenue dans la bande de fréquence centrée sur 500 Hz.

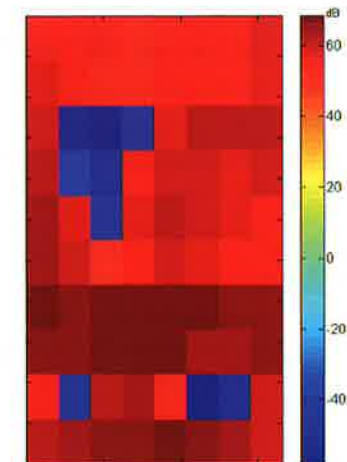


Fig. 7 : Champ d'intensité à 498 Hz sans interpolation

Outre les incertitudes liées à la réactivité, il faut aussi noter que, lors de l'usinage, les mouvements de la tête d'usinage, par rapport aux capteurs, réduisent aussi et inévitablement, la précision de mesure, conduisant à un effet de flou dans les cartes d'intensité. L'importance de ces effets dépend, bien sûr, de la fréquence. En comparaison des grandes longueurs d'ondes en basses fréquences (138 cm à 249 Hz, et 69 cm à 498 Hz), la faible amplitude des mouvements de la tête d'usinage (± 7 cm,) induit des imprécisions négligeables. Ce qui n'est pas le cas en hautes fréquences où l'analyse demande plus de prudence.

Séparation des sources par la technique MISO

Sur la figure 5, des zones d'intensité élevée sont observées à 249 Hz et 498 Hz. Pour savoir s'il s'agit du rayonnement du panneau lui-même ou du bruit qui traverse celui-ci, il faut analyser les résultats de la technique MISO. Mais, au préalable, il est important de vérifier la démarche de calcul.

Cette vérification consiste à calculer le rayonnement du panneau généré par les impacts de la phase 1. Ce rayonnement est mesuré et calculé avec la technique MISO à deux points arbitraires de mesure dans un plan parallèle et à 60 cm de la partie inclinée du panneau frontal. Logiquement dans cette condition, les rayonnements calculés et mesurés devraient se superposer. C'est pratiquement le cas dans la bande 80-1 100 Hz, comme il est observé sur la figure 8. Les écarts en dessous de 80 Hz émanent de la quantité d'énergie négligeable, générée par les impacts du marteau, en basses fréquences. Au-dessus de 1 100 Hz, de petites divergences ($\sim 2-3$ dB) apparaissent. Celles-ci peuvent être attribuées aux espacements des accéléromètres qui deviennent, avec l'augmentation de fréquence, trop importants par rapport aux longueurs d'onde décroissantes de flexion du panneau. Ce test valide globalement la démarche de calcul, ce qui permet d'appliquer la technique MISO à l'analyse de la machine en fonctionnement.

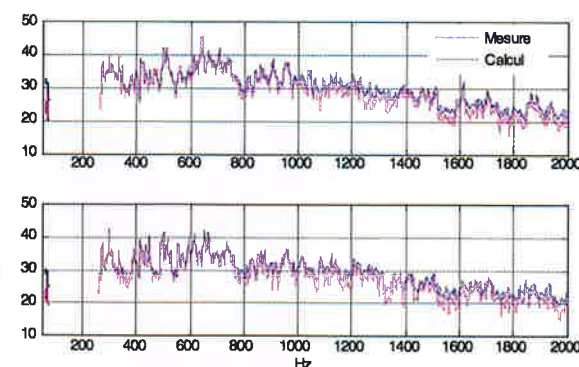


Fig. 8 : Rayonnements mesurés (bleu) et calculés (pourpre) pour 2 positions de microphone. Structure excitée par un marteau

Pendant l'usinage, les signaux captés par les microphones correspondent au bruit de l'ensemble des bruiteurs du corps de la tête d'usinage, alors que ceux calculés par la méthode MISO (relation (2)) représentent le bruit rayonné par le panneau frontal.

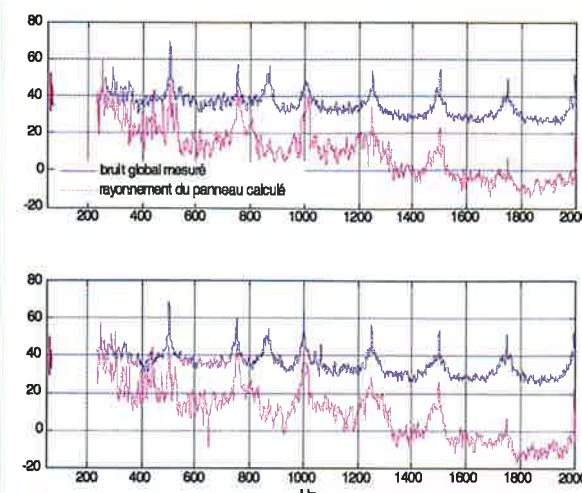


Fig. 9 : Bruit global mesuré (bleu) et rayonnement calculé (pourpre) pour 2 positions de microphone. Source d'excitation : l'usinage

La figure 9 représente les deux spectres aux mêmes points de mesure, par microphones, que ceux de la figure 8.

En général, le bruit global mesuré dépasse largement le rayonnement, calculé, du panneau, ce qui est logique. Cette figure montre clairement, à la fréquence de 249 Hz, les deux crêtes pratiquement superposées. Cela suggère qu'à cette fréquence, le bruit global provient en grande partie, du rayonnement du panneau. La carte d'intensité de la figure 5a confirme cette suggestion.

Des anomalies sont néanmoins observées dans les courbes de la figure 9, particulièrement en dessous de 100 Hz, où le rayonnement calculé du panneau est plus élevé que le bruit global mesuré. Le calcul devient imprécis en basse fréquence car l'énergie sonore générée par les impacts est trop faible.

Il est cependant à souligner que le bon accord entre les résultats, issus des deux méthodes, montre l'intérêt de l'approche hybride proposée dans cette investigation.

Conclusions

Les diverses méthodes qui existent, pour l'identification et la caractérisation des sources de bruit des grandes machines complexes dans les milieux industriels, montrent leurs limites quand on les applique de manière classique. Si on utilisait seulement l'antenne intensimétrique décrite dans cet article, on obtiendrait des cartographies de l'intensité acoustique rayonnée au-dessus du capot de la machine étudiée. Ces cartographies, utilisées seules, ne permettent évidemment pas de différencier le rayonnement du capot de celui des sources se trouvant dans d'autres plans de l'espace. L'utilisation conjointe de l'intensimétrie et de la technique MISO rend la différenciation possible.

Dans le cas présenté ici, plusieurs limitations sont cependant apparues. D'abord, l'excitation d'une structure vibrante comme le capot de la machine n'est pas suffisante, en termes de rapport signal à bruit, en basse fréquence.

Ensuite, le mouvement de la structure étudiée par rapport aux capteurs d'intensité peut restreindre la précision des résultats en hautes fréquences, ce qui pourrait imposer une limite d'application de la méthode pour les structures mobiles.

Les perspectives de ces travaux sont aujourd'hui de développer des méthodes d'holographie à partir des mesures d'intensité fournies par l'antenne de capteurs pression-temps. Ces méthodes d'holographie seront appliquées à d'autres types de machines que celle étudiée dans cet article.

Remerciements

L'auteur remercie Julien Marchand du laboratoire IET/RBT de l'INRS pour sa participation efficace à la mise au point et à la réalisation des essais sur le centre d'usinage du bois (UGV), présentés dans cet article. Merci également à Pascal Lamy du laboratoire IET/SSA de l'INRS pour l'or-

ganisation de ces travaux et pour son assistance à leur implantation. Je souhaite aussi remercier la direction du Lycée Technique Gustave Eiffel de Cernay (68) et spécialement Monsieur Jean-Georges Brol du Pôle Synergie, pour son assistance à la mise en fonctionnement de l'UGV.

Références bibliographiques

- [1] Fahy, F., Sound Intensity, Elsevier Applied Science, 1990
- [2] Jacobsen F., de Bree H.E., Intensity-based sound power determination under adverse sound field conditions: P-P probes versus P-U probes, Proceedings of the Twelfth International Congress on Sound and Vibration, Lisbon, July 2005
- [3] Jacobsen F., Sound field indicators: useful tools, Noise Control Engineering Journal. 35 (1), pp. 37-46, July-August 1990
- [4] Bendat J., Piersol A., Engineering application of correlation and spectral analysis, John Wiley & Sons Inc., 1980
- [5] Taghavi-Nejad M.H., Caractérisation, par les méthodes de cohérences, de sources de vibrations et de bruit d'un moteur diesel, Thèse de Doctorat, Université de Technologie de Compiègne, Juin 1986.

Regupol® | Regufoam®

www.bsw-technique-de-vibrations.fr

on your wavelength

Isoler des vibrations

Sternschanze, Hambourg

Le silence dans les bâtiments près des voies ferrées

Ce bâtiment situé à proximité directe de la gare «Sternschanze» à Hambourg, Allemagne, est désolidarisé avec le produit **Regufoam®**.

BSW vous propose des solutions économiques, fiables, simples et garanties. Depuis plus de 30 ans des bâtiments sont désolidarisés avec les matériaux élastiques **Regupol®** et **Regufoam®**.

Pour en savoir plus :
BSW GmbH
Michel Palusci
tél 06 22 65 74 32
m.palusci@regupol.fr
www.bsw-technique-de-vibrations.fr

BSW