

METHODOLOGIE D'APPROCHE INDUSTRIELLE POUR LA LOCALISATION ET L'IDENTIFICATION DES SOURCES DE BRUIT D'UNE MACHINE TOURNANTE.

J.P. Thomé*, C. Millard**, N. Hamzaoui***

* I.N.R.S., Centre de Recherche, B.P. 27, 54501 Vandoeuvre cedex, France.

** CAMPAGNA & VARENNE, Montée de Malissol, 38200 Vienne, France

*** INSA, Laboratoire de Vibrations et d'Acoustique, 20 Av. Einstein, Bât. 303, 69621 Villeurbanne-Cedex, France

1. INTRODUCTION

La réduction du bruit des équipements constitue une priorité dans la perspective du marché unique européen. Certains industriels ont d'ores et déjà pris conscience de l'enjeu économique et social que représente la mise en place d'une politique de réduction du bruit à la source en intégrant dans l'analyse des prototypes le contrôle du bruit rayonné.

Les outils métrologiques permettant de mesurer l'énergie acoustique émise existent depuis quelques années (sonométrie, intensimétrie, etc...), cependant, toutes ces techniques ne permettent pas de localiser avec suffisamment de précisions les zones les plus émissives. D'une manière générale, dans la littérature, les actions de réduction préconisées n'ont pratiquement jamais fait l'objet d'une démarche générale suffisamment souple pour être adaptée aux problèmes spécifiques des bureaux d'études industriels.

C'est pourquoi la mise à disposition d'outils de prévision du bruit rayonné par une machine en fonctionnement revêt une importance particulière. Un certain nombre d'outils sont déjà disponibles sur le marché et pour la plupart essentiellement dédié au rayonnement de structures vibrantes (MAZAK, RAYON, SYSNOISE, etc.). D'autres codes de calcul, basés sur l'utilisation des éléments finis (code ONERA par exemple) ou sur des approches analytiques applicables à des géométries simples (LMA, CNRS Marseille, INSA de Lyon, etc.) ne sont pas commercialisés. En règle générale, ces outils présentent les défauts suivants :

- ils manquent à la fois de validation expérimentale poussée et de convivialité ce qui les rend difficiles et dangereux à utiliser par des non spécialistes ;
- ils nécessitent des durées et des coûts de calculs importants.

Le Laboratoire d'Acoustique Industrielle de l'INRS a entrepris, en collaboration avec le Laboratoire de Vibrations et d'Acoustique de l'INSA de Lyon et avec un bureau d'étude industriel, CAMPAGNA & VARENNE, de décrire et mettre au point une démarche générale permettant de donner aux bureaux d'études les moyens d'action pour construire des machines plus silencieuses, à partir d'expériences sur prototypes. Cette démarche originale basée sur l'utilisation d'un système "expert" DIAMANT a été développée dans ce sens. Plusieurs expériences ont montré qu'il existe une corrélation entre les émergences spectrales vibratoires liées à la cinématique et au fonctionnement de la machine et le bruit extérieur rayonné. C'est pourquoi nous avons cherché à utiliser cette propriété fondamentale pour déterminer le rayonnement acoustique d'une machine, à partir des vitesses vibratoires principales mesurées sur un prototype à l'aide du logiciel DIAMANT.

Afin de valider cette démarche souple et bien adaptée aux bureaux d'études, il a donc semblé nécessaire de :

- 1) Mettre au point un banc d'expérimentation ayant des éléments couramment rencontrés dans la conception des machines, et facilement modifiable,

METHODOLOGIE DE REDUCTION DU BRUIT DES MACHINES TOURNANTES.

2) Développer et valider des codes de calcul permettant d'accéder au bruit rayonné à partir des vitesses vibratoires mesurées.

3) Préparer les outils nécessaires pour appliquer la démarche expérimentale exposée en utilisant le logiciel DIAMANT.

Le premier objectif visé est donc l'amélioration des connaissances concernant les mécanismes de générations et de transmissions du bruit dans les machines tournantes.

2. DESCRIPTION DU BANC D'EXPERIMENTATION

Le banc d'expérimentation (figure 1) a été réalisé à partir d'un cahier des charges établi par la Société CAMPAGNA & VARENNE et le Laboratoire d'Acoustique Industrielle de l'INRS. Les deux exigences principales étaient l'aspect industriel et le caractère évolutif de la machine réalisée. Celle-ci devait permettre une décomposition et une classification aisées des différentes sources sonores qui la composent, d'une part, et l'étude d'autres éléments sans recréer une autre maquette, d'autre part.

Le banc d'expérimentation représentatif d'une machine tournante est constitué de trois platines distinctes : une platine "Moteur", une platine "Paliers" et une platine "Récepteur". Les contraintes générales imposées à chacune de ces platines sont :

- un découplage entre chaque platine,
- une bonne isolation acoustique des unes par rapport aux autres,
- un alignement initial de grande précision,
- la possibilité de contrôler la génération des défauts de fonctionnement et de montage
- une grande facilité de montage et de démontage des divers composants.

Comme on peut le voir sur la figure 1, le support général de l'ensemble est constitué par un assemblage semi séparé de trois massifs en béton vibré supportant chacun une platine. Ces trois platines de base en acier de 50 mm d'épaisseur sont montées sur des vérins à vis dont l'ancrage a été initialement noyé dans le béton. L'isolation acoustique des différentes sources de bruit est obtenue à l'aide de capotages individuels.

2.1. La platine "Moteur"

Elle est composée principalement de trois plaques superposées dont les mouvements relatifs permettent de générer des défauts d'alignement angulaires ou parallèles. La mesure des déplacements transversaux est effectuée à l'aide de capteurs de proximité et la valeur du délinéaire angulaire est donnée par un potentiomètre électronique de précision, utilisé en capteur angulaire. Le moteur d'entraînement, de puissance 4 KW, est piloté par un variateur de vitesse à modulation de fréquence (variation à puissance constante) permettant un réglage de la vitesse entre 0 et 6000 tr/mn. Le moteur possède deux sorties d'arbre pour permettre le montage de deux disques d'équilibrage. Ces disques, utilisés pour contrôler le balourd, sont réalisés avec deux rainures concentriques et permettent le montage de différentes masselottes calibrées.

2.2. La platine "Paliers"

Elle est constituée de deux plaques superposées supportées par quatre capteurs de force. Ces capteurs permettent de mesurer les efforts transmis à la platine de base, supposée d'impédance infinie. Ces mesures permettent ainsi de remonter au torseur des efforts situés au droit des paliers. Différents paliers sont prévus pour le montage de tous les types de roulement associés à la série dimensionnelle 206

METHODOLOGIE DE REDUCTION DU BRUIT DES MACHINES TOURNANTES.

permettant de les caractériser par leur signature spectrale typologique. Plusieurs montages interchangeables d'accouplements élastiques sont également prévus pour relier la platine "Moteurs" et la platine "Paliers", permettant de décrire le comportement vibro-acoustique de ces organes de liaison. De même que pour la platine "Moteur", deux disques d'équilibrage identiques sont montés sur l'arbre tournant entre les deux paliers.

2.3. La platine "Récepteur"

Elle est composée :

- D'une platine générale Montée sur la semelle du troisième massif permettant à la fois un déglignage latéral parallèle et un déglignage angulaire, par l'intermédiaire de glissières articulées.
- D'un réducteur à engrenage droit, de rapport non entier (1.33), monté sur la platine précédente.
- D'une génératrice à courant continu, entraînée par l'arbre de sortie du réducteur qui réinjecte le courant fabriqué, dans le réseau à travers un circuit électronique réglable permettant de créer un couple résistant variable.

La valeur du couple résistant (jusqu'à 40 mN) est mesurée à l'aide d'un couplemètre dynamique de grande précision, associé à une électronique de servitude. Plusieurs montages interchangeables d'accouplements sont également utilisés pour relier la platine "Paliers" à la platine "Récepteurs".

3. MODELISATION THEORIQUE DU RAYONNEMENT ACOUSTIQUE

Pour caractériser la démarche exposée au premier paragraphe, un logiciel de calcul a été développé pour décrire le rayonnement acoustique à partir des données métrologiques relevées sur le banc d'expérimentation. L'objectif général du modèle développé est de calculer la pression acoustique en milieu extérieur, à partir de mesures vibratoires sur la surface d'une structure placée au-dessus d'un sol

rigide. La pression acoustique d'un point M du volume extérieur V_e délimité par $(S) \cup (\Sigma) \cup (\Sigma_0)$ est régie par le système suivant (voir figure 2) :

$$\begin{cases} \Delta P(M) + k^2 P(M) = 0 & M \in V_e \\ \frac{\partial P(M_0)}{\partial n_{M_0}} = \begin{cases} \rho_0 \omega^2 \cdot w_{M_0} & \text{si } M_0 \in (S) \\ 0 & \text{si } M_0 \in (\Sigma_0) \end{cases} \end{cases}$$

avec $P(M)$: la pression acoustique au point M
 $k = \omega/c$: le nombre d'onde
 ρ_0 : la masse volumique du milieu acoustique
 w_{M_0} : déplacement vibratoire normal, au point M_0

3.1. Formulation de base

L'élément de base de ce problème est constitué par la formulation intégrale, reposant sur le théorème de Green, de la pression acoustique :

$$P(M) = \iint_S \left(P(M_0) \cdot \frac{\partial G(M|M_0)}{\partial n_{M_0}} - \frac{\partial P(M_0)}{\partial n_{M_0}} \cdot G(M|M_0) \right) dS_{M_0} \quad (1)$$

La fonction de Green $G(M, M_0)$ respectant les conditions aux limites de ce problème et permettant l'obtention de (1) est déterminée grâce au principe de la source image (figure 2) :

(2)

METHODOLOGIE DE REDUCTION DU BRUIT DES MACHINES TOURNANTES.

$$G(M|M_0) = G_1(M|M_0) + G_2(M|M_0) = \frac{e^{-ik \cdot r_{0,1}}}{4 \cdot \pi \cdot r_{0,1}} + \frac{e^{-ik \cdot r_{0,2}}}{4 \cdot \pi \cdot r_{0,2}}$$

$$\text{avec : } \begin{cases} r_{0,1} = [(x_M - x_{M_0})^2 + (y_M - y_{M_0})^2 + (z_M - z_{M_0})^2]^{1/2} \\ r_{0,2} = [(x_M - x_{M_0}')^2 + (y_M - y_{M_0}')^2 + (z_M - z_{M_0}')^2]^{1/2} \end{cases} \quad (3)$$

$$\quad \quad \quad (4)$$

Pour une structure relativement massique telle qu'une machine tournante, nous proposons une approche basée sur une distribution monopolaire de la surface vibratoire de la machine dont la pression acoustique rayonnée s'obtient à une fréquence donnée ω par :

$$\tilde{P}(M) = i \cdot \rho_0 \cdot \omega \sum_{i=1}^{N_e} V_n(M_i) \cdot G(M|M_i) \Delta S_{M_i} \quad (5)$$

avec N_e = nombre de surfaces élémentaires $\Delta S_{(M_0)}$

3.2. Mise au point d'un programme de calcul acoustique

3.2.1. Calcul de la pression acoustique rayonnée

A partir de la modélisation basée sur une distribution monopolaire placée au-dessus d'un sol rigide, la détermination de la pression acoustique (5) nécessite la connaissance de la vitesse vibratoire normale à la surface de la structure.

Pour accéder expérimentalement à cette valeur complexe (6), nous mesurons toutes les vitesses vibratoires par rapport à une point de référence.

Ainsi

$$V_n(M_i) = V_{R_i} + i \cdot V_{I_i} = |V_i| \cdot e^{i(\varphi_{ref} - \varphi_i)} \quad (6)$$

$\varphi_{ref} - \varphi_i$: phase entre le point de mesure de référence et le point M_i (figure 2c).

L'expression (5) s'écrit donc

$$\tilde{P}(M) = \frac{i \cdot \rho_0 \cdot \omega}{4 \pi} \cdot e^{i \varphi_{ref}} \sum_{i=1}^{N_e} |V_i| \cdot e^{-i \varphi_i} \cdot \left[e^{-\frac{i \cdot k \cdot r_{i,1}}{r_{i,1}}} + e^{-\frac{i \cdot k \cdot r_{i,2}}{r_{i,2}}} \right] S \quad (7)$$

3.2.2. Calcul de la puissance acoustique rayonnée

A partir d'une formulation exacte de l'intensité acoustique active, le calcul de la puissance acoustique est obtenu par l'expression :

$$W = \sum_{i=1}^{N_e} \vec{I}_i \cdot \vec{n}_i \Delta \Gamma_i \quad (8)$$

où $\vec{I}_i \cdot \vec{n}_i$ est la composante de l'intensité active, normale à la surface de contrôle Γ .

avec $\Gamma = \sum_{i=1}^{N_e} \Delta \Gamma_i$ discrétisation de la surface de contrôle en N points.

$$\vec{I}_i = \frac{1}{2} \operatorname{Re} (\tilde{P}(M) \cdot \overline{V(M)}^*) \quad (9)$$

Re : partie réelle

* : complexe conjugué.

Les composantes du vecteur vitesse particulière $\vec{V}(M)$ sont obtenues à partir de :

$$\vec{V}(M) = \frac{1}{i \cdot \rho_0 \cdot \omega} \cdot \vec{\operatorname{grad}} (\tilde{P}(M)) = \begin{cases} V_x(M) \\ V_y(M) \\ V_z(M) \end{cases} \quad (10)$$

METHODOLOGIE DE REDUCTION DU BRUIT DES MACHINES TOURNANTES.

Le calcul de la puissance acoustique est effectué sur des surfaces planes formant un parallélépipède autour de la structure. Une cartographie intensimétrique peut être tracée sur différents plans. Le programme de calcul réalisé permet d'accéder à la pression acoustique en un point et la puissance acoustique partielle ou totale rayonnée par la structure à partir des caractéristiques géométriques du maillage (nombre de points, coordonnées des points et surface élémentaires...) et des coordonnées du point de calcul de la pression acoustique ou des plans formant la surface de contrôle (pour la puissance acoustique).

4. CONFRONTATION ENTRE LES RESULTATS DU MODELE ET LES MESURES EFFECTUEES SUR LA MAQUETTE

4.1. - Etat sans défaut

Pour ce qui concerne l'analyse du comportement vibratoire du banc d'expérimentation, l'analyse s'est concentrée sur la caractérisation des émergences fréquentielles, en identifiant les différents pics relevés sur les courbes de mesures ponctuelles d'énergie vibratoire.

D'une manière générale, les essais en fonctionnement ont montré que la majeure partie des fréquences cinématiquement attendues et des fréquences propres du système (platine + paliers + arbre) était parfaitement identifiée (figure 3).

En terme de pression acoustique, les diverses comparaisons entre la théorie et l'expérience présentent un aspect reproductible du point de vue des spectres (figure 4.1) même si quantitativement les confrontations restent insatisfaisantes en dehors de la fréquence de rotation et de ses harmoniques. Le rajout du bruit de fond, à la pression calculée, permet de palier ce problème (figure 4.2). En basse fréquences ($f < 200$ Hz), les niveaux de pressions acoustiques mesurés sont plus importants que ceux obtenus par le calcul ; cette différence est due probablement au rayonnement acoustique du capotage de la platine "Moteur", dont les vibrations ne sont pas prises en compte dans le calcul du champ acoustique rayonné. Une représentation de ces confrontations en bande de tiers d'octave montre bien qu'au dessus de 200 Hz, les valeurs maximales sont bien appréhendées par le calcul (figure 5).

Pour ce qui concerne la puissance acoustique, nous avons utilisé une formulation exacte de l'intensité acoustique, alors que dans la mesure, la vitesse particulière est approchée par un gradient de pression à l'ordre 1. Grâce à un bras de mesures automatique piloté par un ordinateur, nous avons recherché l'optimisation expérimentale du maillage intensimétrique permettant de donner une mesure précise de la puissance acoustique avec le minimum de points. Sur différents plans de contrôle entourant la platine 2 du banc, le choix de 36 points de mesure intensimétrique (0 - 1600 Hz) entraînait une bonne convergence de la puissance acoustique. Sur les mêmes surfaces de contrôle que celles utilisées dans l'expérience, nous avons étudié la convergence de la puissance acoustique calculée en fonction du nombre de points d'intensité ; comme pour l'expérience, à partir de 36 points, l'erreur devient négligeable dans la bande de fréquence étudiée (0 - 1600 Hz).

La confrontation théorie-expérience en termes de puissance acoustique montre qu'au-dessus de 200 Hz, les valeurs maximales des spectres, de pression ou de puissance acoustiques, sont bien décrites par le calcul bien qu'étant légèrement supérieures à celles mesurées. (La limite de 200 Hz est imposée par l'utilisation de l'intensimétrie (figure 6).

4.2. Défaut de balourd (figure 7)

La modification spectrale engendrée par un balourd est indécélable en terme de niveau de puissance acoustique au delà de 200 Hz. Par contre, ce défaut affecte beaucoup le niveau de pression acoustique à la fréquence de rotation et à son harmonique 2. Le type de balourd (statique, couple pur et dynamique) peut ainsi être détecté simplement par une mesure de pression acoustique le long de l'arbre en rotation.

4.3. Le mésalignement (figure 8)

Le mésalignement appliqué sur les paliers de la platine 2 modifie l'amplitude des fréquences caractéristiques des roulements (Harmonique 2 de la fréquence de la cage extérieure). L'endroit où le défaut est présenté est là aussi, très marqué du point de vue acoustique.

5. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le travail effectué a surtout porté sur la mise en place des différents outils matériels (maquette de machine tournante) et logiciels (codes de calcul du rayonnement acoustique, développements complémentaires du logiciel DIAMANT).

Les premières confrontations entre les résultats théoriques et les résultats expérimentaux ont montré que le rayonnement acoustique provoqué par des défauts pouvait parfaitement être appréhendé aux fréquences cinématiques lorsque le niveau de vibration était important.

Les premières expériences effectuées ont permis de montrer l'applicabilité de la démarche pour caractériser le rayonnement acoustique d'une machine tournante. Quelques hypothèses ont été volontairement omises, notamment la non-prise en compte des effets dipolaires. Pour ce qui concerne la phase expérimentale, la qualité et la précision des mesures dépend de nombreux paramètres (type de champ acoustique environnant, maillage vibratoire, importance de la phase).

Ainsi, parmi les perspectives envisagées pour parfaire la démarche utilisée, on peut citer :

- 1) La mise en oeuvre de développements complémentaires tels que
 - Amélioration de la prévision du bruit rayonné en prenant en compte les effets dipolaires.
 - Tri fréquentiel et spatial des principaux défauts (étude expérimentale) sur le plan vibratoire et acoustique).
 - Modélisation mécanique de ces défauts et prévision de la réponse vibratoire.
- 2) Elaboration d'un logiciel de type "Industriel" par
 - Assemblage des différents logiciels existants permettant le calcul de la réponse acoustique de même que la mesure et l'archivage de données vibratoires.
 - Amélioration de la convivialité.
- 3) Approfondissement de la validation expérimentale par confrontations théorie-expérience sur :
 - Le banc d'expérience (avec de nouvelles sources de bruit).
 - Des machines industrielles réelles.

D'une manière générale, les résultats d'une telle recherche permettront la mise en place d'une démarche méthodologique industrielle pour apprécier la qualité acoustique d'une machine (choix des composants et qualité de réalisation) et la mise à disposition des concepteurs de machines d'outils spécifiques bien adaptés pour prévoir le bruit, reconnaître les effets majeurs en cours de fonctionnement et agir pour construire plus silencieux.

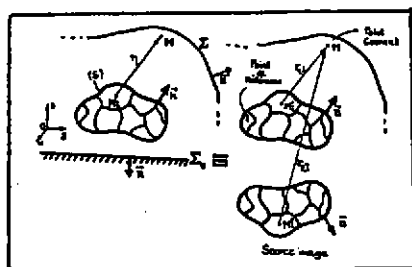


Figure 2. Modélisation mathématique du rayonnement acoustique.

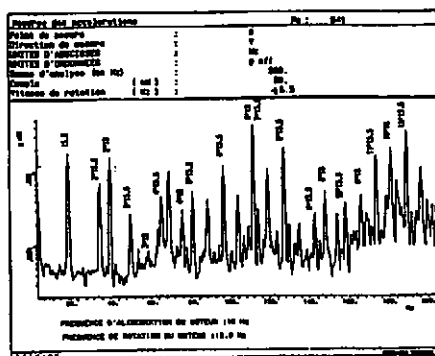


Figure 3. Identification des émergences spectrales vibratoires.

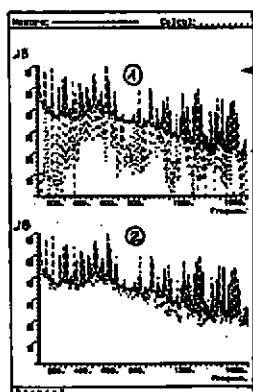


Figure 4. Comparaison théorie-expérience pression acoustique rayonnée.
(1) sans bruit de fond
(2) avec bruit de fond

Figure 5. Pression acoustique rayonnée (en 1/3 octave)

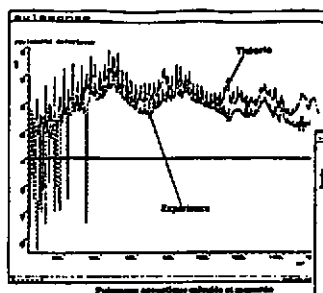
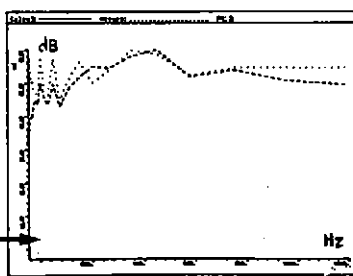


Figure 6. Comparaison théorie-expérience pour la puissance acoustique (36 points de maillage).

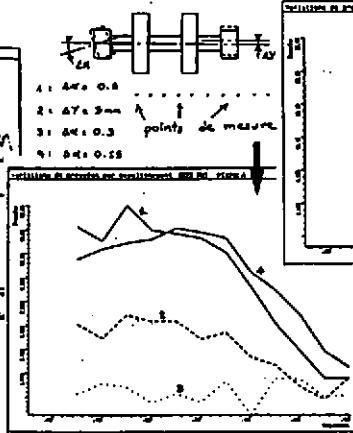


Figure 8. Mesure de la pression acoustique rayonnée par un mésalignement

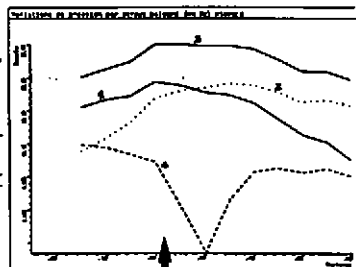


Figure 7. Mesure de la pression acoustique rayonnée par un balourd.