

Prédiction du rayonnement acoustique des structures à partir de mesures vibratoires: Evaluation d'une méthode intégrale simplifiée en temporel

Hamzaoui Nacer

Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, Laboratoire Vibrations Acoustique
Bâtiment St. Exupéry, 25 bis avenue Jean Capelle, 69621 Villeurbanne Cedex, France

Résumé

Le bruit des machines est aujourd'hui une problématique très active dans l'industrie ; la complexité des produits industriels limite l'utilisation de méthodes numériques, assez complexes, de prédiction du bruit. L'association des mesures avec les calculs simplifie les approches et permet d'aborder des modèles assez proches de la réalité industrielle. L'objectif de l'approche présentée est de prédire le bruit rayonné par des structures vibrantes à partir de mesures vibratoires acquises, dans le domaine temporel, sur leur surface. Cette approche nous permettra de procéder à des auditions sonores et d'analyser les effets subjectifs de quelques variations paramétriques sur la qualité sonore des structures vibrantes ; il est donc nécessaire d'avoir un échantillonnage temporel assez fin pour assurer cette tâche. Dans le domaine fréquentiel cette prédiction est basée sur la résolution de l'équation intégrale de Kirchhoff, qui est très gourmande en temps de calcul et limitée aux basses et moyennes fréquences ; la méthode des éléments frontières (BEM) est utilisée pour la résolution. Des simplifications ont déjà été apportées aux basses ($< Flim_1$) et aux hautes ($> Flim_2$) fréquences, aboutissant ainsi à un simple calcul d'intégrale rapide. En dehors de cette simplification (entre $Flim_1$ et $Flim_2$), nous utilisons la BEM pour résoudre l'équation intégrale. Les fréquences limites ($Flim_1$ et $Flim_2$) dépendent des dimensions de la structure et de sa position par rapport au point d'observation. Dans cet article, nous présenterons une approche développée dans le domaine temporel dans laquelle le calcul complet (BEM) est évité en choisissant une distance minimale à respecter de façon à avoir $Flim_1=Flim_2$, et n'utiliser ainsi que des calculs simplifiés. Les données vibratoires sont acquises à partir de mesures en fonction du temps, et la structure étudiée est une boîte parallélépipédique excitée par deux pots d'excitation mécanique sollicitant une ou deux faces de cette boîte en acier. Les pressions acoustiques, calculées dans le domaine temporel, seront confrontées aux mesures, en utilisant des tests de similarité subjective, intégrant une variation des principaux paramètres intervenant dans cette approche.

Abstract

The main objective of this paper is to predict acoustic pressure radiated by the vibrating structures, in the temporal field. It will enable us to carry out sound hearings and to analyze the subjective effects of some parametric variations on the sound quality of vibrating structures; it is thus necessary to have an enough fine temporal sampling to ensure this task. The solution of this problem in the frequency field is based on the resolution of the Kirchhoff integral equation, which is very greedy in computing time and is thus limited to low and intermediate frequency. Simplifications in the frequency field were already brought, in low frequencies (under $Flim_1$), and in high frequencies (above $Flim_2$), and lead to a fast and precise calculation of this integral. Apart from this simplification, one needs to calculate the parietal acoustic pressure of the vibrating structure, which requires the use of the boundary element method. In this paper, we suggest a simplification of this parietal pressure, characterized by limiting frequencies ($Flim_1$ et $Flim_2$) which depend on structure dimensions and its position compared to the observation point. To avoid complete calculation (BEM), we must choose a minimal distance to respect in order to have $Flim_1=Flim_2$. This approach is carried out in the temporal field, and must be applied to the radiation of a thermal engine, but is first applied to a parallelepiped box. Vibratory data are given by temporal measurements made on a steel box excited on one of its faces by two pots of mechanical excitation. Acoustic pressures calculated in the temporal are then confronted with measurements, by using subjective tests of similarity, integrating a variation of excitation parameters.

1. INTRODUCTION

L'image sonore des produits industriels devient très importante dans la communication ; elle est véhiculée par des logos sonores (liés à une marque ou un produit) ou des bruit fonctionnels reconnus par le client. Pour effectuer les opérations de design sonore, il faut avant tout définir les moyens pour juger et analyser la perception des sons ; pour un produit existant, comme le moteur à combustion interne, toute action de design sonore doit commencer par l'identification des sources et de leurs caractéristiques. L'approche de synthèse sonore présentée s'inscrit dans ce besoin et doit à terme fournir un outil permettant d'analyser la qualité de bruit d'un produit et de lier les solutions techniques au bruit émis. Nous nous intéressons principalement au calcul du rayonnement acoustique des structures vibrantes, modélisé par l'équation intégrale de Kirchhoff dont la résolution nécessite l'utilisation de méthodes numériques telles que les éléments frontières (BEM).

Ce type de méthode, souvent appliqué dans le domaine fréquentiel, reste assez gourmand en temps de calcul (lié à la finesse du maillage avec l'accroissement de la fréquence). Dans le domaine fréquentiel, plusieurs chercheurs ont contribué à l'optimisation de ce calcul par différentes approches simplificatrices (sources équivalentes, optimisations numériques de la BEM, considérations physiques, etc. ...). Dans la même optique, nous avons proposé ([3] et [5]) une simplification de la BEM dans le domaine des basses fréquences et des hautes fréquences par un simple calcul d'intégrale qui a donné une satisfaction globale au niveau quantitatif (bonne prédiction des niveaux sonores élevés pour une boîte parallélépipédique soumise à une sollicitation mécanique ponctuelle), mais reste contrainte au maillage dans les hautes fréquences. Les différences qui apparaissent entre les spectres mesurés et calculés peuvent être dues aux incertitudes des paramètres liés à la méthode de calcul (densité du maillage vibratoire, estimation des normales à l'enveloppe vibrante, le choix du pas fréquentiel, etc...). Une évaluation qualitative de ce type de calcul permettra peut être d'accéder à une hiérarchie sur l'importance des paramètres influant, en comparant les bruits mesurés et calculés à partir de test subjectif.

La prédiction du rayonnement dans le domaine temporel est l'outil permettant d'évaluer de façon concrète l'influence des simplifications et des paramètres intervenant dans les approches. Nous proposons, dans cet article, une simplification de la prédiction par équation intégrale ([1], [2] et [4]). Une évaluation perceptive est appliquée par rapport à des mesures expérimentales.

2. FORMULATION DU PROBLEME

2.1. Formulation intégrale dans le domaine temporel

Le problème est constitué d'une enveloppe vibrante de surface S , couplée à un volume fluide externe V infini et respectant à grande distance les conditions de Sommerfeld. La pression rayonnée par l'enveloppe est régie par les équations de l'acoustique linéaire :

La résolution de ce problème aboutit à une équation intégrale (2) permettant d'accéder à la pression acoustique rayonnée au point M du volume externe V , en fonction des pressions acoustiques pariétales et des vitesses vibratoires de la surface vibrante et d'une fonction de Green et de sa dérivée :

$$P(M, t) = \int_0^t \left\{ \int_S \left[P(M_0, \tau) \frac{\partial g(M, M_0, t')}{\partial n} - \frac{\partial P(M_0, \tau)}{\partial n} g(M, M_0, t') \right] dS(M_0) \right\} d\tau \quad (1)$$

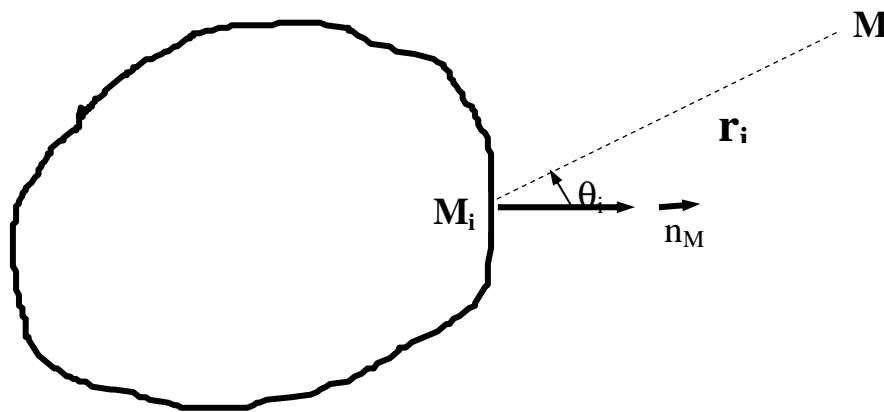
Avec $t' = t - \tau$; la fonction de Green et sa dérivée par rapport à la normale, en tout point M_0 de l'enveloppe, sont exprimées en fonction du temps par :

$$g(M, M_0, t') = \frac{1}{4\pi r} \delta\left(\frac{r}{c} - t'\right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial [g(M, M_0, t')]}{\partial n} = \frac{1}{4\pi r} \left[-\frac{1}{r} \delta\left(\frac{r}{c} - t'\right) + \frac{\partial}{\partial r} \delta\left(\frac{r}{c} - t'\right) \right] \frac{\partial r}{\partial n} \quad (3)$$

Après intégration temporelle et discrétisation de l'enveloppe vibrante en N éléments de surfaces, nous obtenons, en posant $t_{ri} = t - r_i/c$, la solution suivante :

$$P(M, t) = \sum_{i=1}^N \frac{1}{4\pi r_i} \left[\left(\frac{1}{r_i} P(M_i, t_{ri}) + \frac{1}{c} \dot{P}(M_i, t_{ri}) \right) \cos(\theta_i) + \rho_0 \gamma_n(M_i, t_{ri}) \right] \Delta S_i \quad (4)$$



Cette expression (4) nous permet d'accéder à la pression acoustique rayonnée, après calcul de la pression acoustique pariétale et de sa dérivée en tout point M_0 de la surface vibrante. Afin d'éviter ce calcul coûteux en temps et en précision, nous proposons des simplifications liées au comportement acoustique dans les domaines des basses et des hautes fréquences.

2.2 Domaines des basses fréquences

En basse fréquence la longueur d'onde acoustique est prépondérante devant la plus grande dimension de la structure ($\lambda \gg L$). Ainsi, nous effectuerons l'approximation suivante : $P(M) \approx \rho_0 L \frac{\partial V(M)}{\partial t}$ et l'équation intégrale devient :

$$P(M, t) = \sum_{i=1}^N \frac{\rho_0}{4\pi r_i} \left[\left(1 + \frac{L}{r_i} \cos(\theta_i) \right) \gamma_n(M_i, t_{ri}) + \frac{L}{c} \cos(\theta_i) \dot{\gamma}_n(M_i, t_{ri}) \right] \Delta S_i \tag{5}$$

2.3 Domaine des hautes fréquences et champ lointain

Pour les hautes fréquences et le champ lointain ($k^2 r^2 \gg 1$), nous considérerons que $\frac{P(M)}{V(M)} = \rho_0 c$ (impédance d'une onde sphérique). L'expression (4) se simplifie pour devenir :

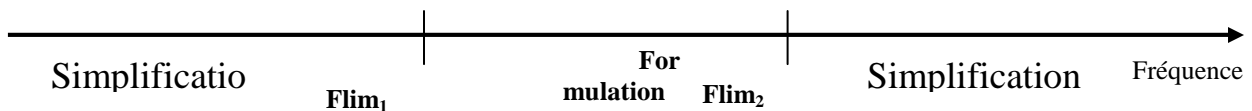
$$P(M, t) = \sum_{i=1}^N \frac{\rho_0}{4\pi r_i} \left[\frac{\omega}{kr_i} V(M_i, t_{ri}) \cos(\theta_i) + (1 + \cos(\theta_i)) \gamma_n(M_i, t_{ri}) \right] \Delta S_i \tag{6}$$

3. FREQUENCES LIMITES POUR L'APPLICATIONS DES DEUX FORMULATIONS

La formulation (5), établie pour les basses fréquences, est régie par la relation suivante : $\lambda \gg L$ qui se traduit fréquentiellement par : $f \ll c/L$ et peut être équivalente à $f \leq c/10L$. Nous pouvons donc appliquer cette simplification en dessous d'une certaine fréquence limite définie par $Flim_1 = c/10L$

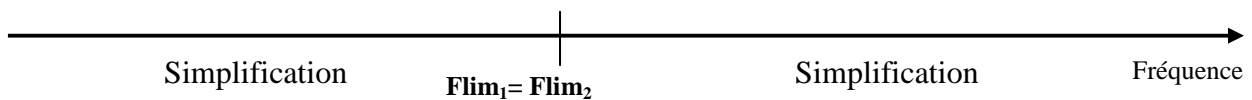
La relation $k^2 r^2 \gg 1$ conditionne l'application de la formulation (6) établie pour les hautes fréquences ; sa représentation fréquentielle s'écrit : $f^2 \gg (c/2\pi r)^2$ qui peut se traduire par $f^2 \geq 10(c/2\pi r)^2$. L'application de cette simplification (6) est donc valable à partir d'une fréquence limite définie par $Flim_2 = c\sqrt{10}/2\pi r$.

Entre ces deux fréquences limites $Flim_1$ et $Flim_2$, le calcul par la formulation complète est nécessaire :



La fréquence $Flim_1$, conditionnée par une dimension caractéristique (L) de la structure, est une constante, mais un choix d'une distance minimale r permettra de coïncider $Flim_2$ à $Flim_1$ et éviter ainsi le calcul utilisant la formulation complète (2). La condition $Flim_1 \approx Flim_2$ induit au respect d'une condition sur une distance minimale entre le point de calcul de la pression acoustique et la structure vibrante, telle que :

$$r_{min} \approx 5L \tag{7}$$



Pour le cas d'une sphère oscillante, cette approche donne des résultats satisfaisants si la finesse du maillage vibratoire est bien respectée. La différence entre les niveaux de pressions acoustiques approximées par cette approche et la réalité reste inférieure ou égale à 3dB. Comme pour la méthode des éléments frontières, cette méthode est liée à la finesse de discrétisation de la surface vibrante avec l'accroissement de la fréquence. Dans une précédente étude [1], nous avons montré que l'utilisation de cette approche, pour des structures de géométrie complexe comme un moteur thermique, avec un faible maillage vibratoire, présentait beaucoup de similitude avec la réalité acoustique malgré une médiocre représentation du niveau sonore. Notre objectif est d'approfondir cette évaluation qualitative en utilisant les simplifications proposées, pour optimiser l'expertise acoustique des machines complexes

4. EXPLOITATION EXPERIMENTALE DE L'APPROCHE

Une des exploitations souhaitées par cette approche serait la simulation de capotages partiels de surfaces de la structure vibrante, permettant ainsi de localiser les parties ou les sources les plus rayonnantes. Avec un maillage grossier, assurant la rapidité du calcul et surtout la possibilité de procéder à des mesures vibratoires simultanées, ce type d'application ne peut utiliser une interprétation basée sur les niveaux sonores sûrement erronés, mais plutôt à partir d'écoutes et de comparaisons subjectives entre les bruits calculés.

Avant de procéder sur des structures industrielles complexes, nous proposons d'évaluer cette approche subjective sur une structure de géométrie simple, mais dont le comportement vibro-acoustique peut devenir très délicat à interpréter en présence de plusieurs sources d'excitations. La structure étudiée est une boîte parallélépipédique en acier, vibrant sous l'effet d'un ou de deux pots d'excitations mécaniques.

4.1. Banc d'essai et configurations utilisés

La structure vibrante est une boîte en acier parallélépipédique dont une ou deux faces sont excitées ponctuellement à l'aide d'un pot vibrant. Toutes les faces de cette boîte de dimensions 0,450m * 0,300m * 0,350m, ont une épaisseur de 5 mm sauf celle de la face supérieure qui est de 2 mm. L'environnement sonore est une chambre calme, mais pas totalement anéchoïque. Le maillage vibratoire utilisé est de 24 accéléromètres réparties en 16 capteurs sur la face supérieure et 2 capteurs par face latérale, figure (1).

Le choix de cette répartition des points de mesures vibratoires est basé sur la faible épaisseur de la plaque supérieure excitée par un pot vibrant placé à l'intérieur de la boîte.

Nous émettons l'hypothèse que les vibrations de la face supérieure de la boîte seront prépondérantes par rapport aux autres faces ; elle aura donc la plus grande influence dans le rayonnement acoustique.

Dans un premier temps nous excitons uniquement cette face, maillée plus finement que les autres. Par la suite, nous exciterons aussi la face latérale X+, sans changer le maillage. La nature des excitations utilisées est du type bruit blanc ou sinusoïdale assurant une meilleure évaluation objective, et du type musical (piano ou guitare) plus adapté aux tests subjectifs.

Des mesures de pressions acoustiques, à partir de 4 microphones placés autour de la boîte, serviront comme base de confrontation pour évaluer l'approche utilisée. Nous pourrions ainsi tester l'influence de la distance entre la structure vibrante et le point d'observation.

L'acquisition simultanée de toutes ces mesures sur un système OROS 32 voies, permet d'éviter les erreurs de phases qui peuvent être très gênants lors du calcul de la pression acoustique.

Le calcul de la pression acoustique rayonnée par la boîte est fait en un point d'écoute dont nous faisons varier la distance par rapport à la structure, et sur une durée choisie (équivalente à la durée de l'excitation, environ 10s). La dimension (L) caractéristique de la boîte est sa plus grande diagonale. Les vibrations mesurées sont filtrées en basses et en hautes fréquences, afin d'utiliser, pour le calcul, la formulation intégrale simplifiée adaptée à chaque partie du signal. Dans le cas où les fréquences limites (f_{lim1} et f_{lim2}) ne sont pas égales, le filtre passe-bas et le filtre passe-haut ont f_{lim2} comme fréquence de coupure.

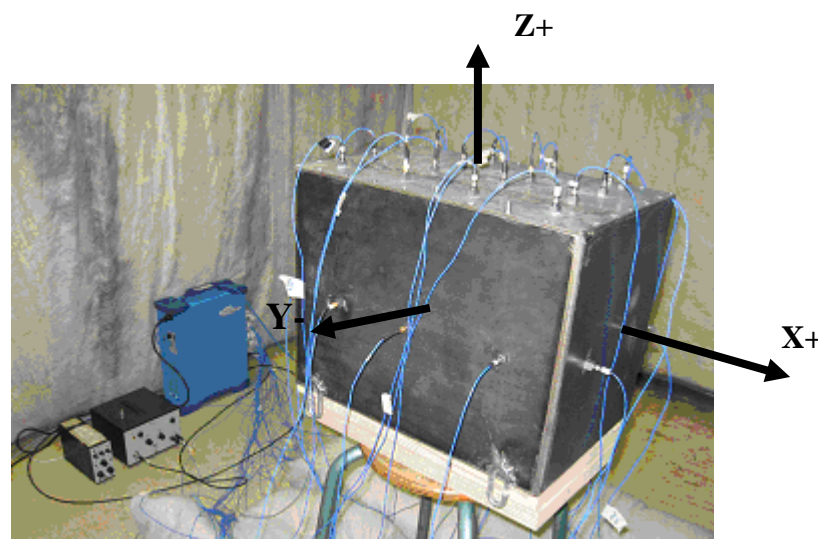


Figure 1. Banc d'essai utilisé

4.2 Analyse perceptive et résultats

Les principaux paramètres influant la précision des résultats de cette approche simplificatrice sont :

- La distance entre la structure et le point d'écoute acoustique : r_{min}
- La dimension caractéristique de la structure vibrante : L
- La discrétisation et la répartition des points sur la surface vibrante : Δ_{Si} et θ_i .

Une comparaison objective, entre les mesures et les calculs par cette approche, confirme les points suivants :

- Le maillage vibratoire est le point le plus pénalisant puisqu'il faut discrétiser finement la surface vibrante avec l'accroissement de la fréquence comme pour la méthode des éléments frontières.
- La distance entre la structure et le point d'écoute doit être supérieure à r_{\min} , pour pouvoir utiliser correctement les simplifications proposées ; l'écart entre la mesure et le calcul approché augmente avec la diminution de cette distance.

Malgré la faible discrétisation de la surface vibrante, l'écoute du bruit calculé reste très semblable au bruit mesuré, mais avec une différence de niveau sonore. Ce qui laisse une voie d'exploration pour utiliser cette approche qualitativement à partir d'écoutes et de comparaisons subjectives. Une des exploitations possibles serait la possibilité de procéder à des masquages partiels de surfaces vibrantes en annulant les vibrations, et calculer ainsi l'effet sonore rayonné. Ce type de procédure très simple à simuler par cette approche est très complexe et coûteux à réaliser expérimentalement ; nous pourrions envisager aussi la détection des zones rayonnantes ou des sources prédominantes.

Pour répondre à ces attentes, nous avons procédé via des tests subjectifs de similarité entre des bruits mesurés et des bruits calculés. Les configurations choisies sont :

1. Excitation par un signal musical (piano ou guitare) sur la face supérieure $Z+$ de la boîte métallique.
2. Excitation simultanée par 2 signaux musicaux : piano sur la face $Z+$, et guitare sur la face latérale $X+$. Différentes variations de niveaux d'excitation sont appliquées pour évaluer la prédominance d'une source par rapport à une autre.

Pour ces deux configurations, les mesures de pression acoustique sont relevées en plusieurs points autour de la boîte, et à plusieurs distances. Les calculs, aux mêmes coordonnées de points de mesure, sont effectués en appliquant plusieurs variantes du maillage vibratoire : 24 points sur l'ensemble de la boîte, uniquement les 16 points de la face supérieure $Z+$, 2 points par face, tous les points en ôtant ceux de la face $Z+$, 1 seul point sur la face latérale $Y+$, etc....

Les tests d'écoute subjectifs de similarité utilisés sont du type comparaison par paire, ou bien mixte [1] offrant la possibilité à l'auditeur de comparer librement les sons calculés au son de référence (souvent issu de la mesure).

Ces tests durent entre 20 et 30 minutes et sont effectués par 33 auditeurs d'environ 24 ans de moyenne d'âge. Une égalisation en niveau sonore est appliquée entre le calcul et la mesure pour atténuer la différence due au faible maillage vibratoire. Des paires identiques et répétées permettent d'évaluer la fiabilité et la concentration des auditeurs et surtout la difficulté des tests.

Les principaux résultats, obtenus à partir de ces tests subjectifs, sont résumés ci-dessous :

- Pour un point d'écoute placé en face de la plaque excitée (quelque soit la nature de l'excitation utilisée), le calcul tenant compte uniquement des vibrations de cette plaque, suffit pour ressembler au bruit réel mesuré. L'axe des ordonnées de cette figure représente la ressemblance entre ces sons calculés par rapport à une mesure prise au même point. Dans ce cas, le faible maillage vibratoire influe peu la détection subjective de la zone la plus rayonnante.

- Comme dans l'expérience, la pression calculée permet d'identifier la zone la rayonnante en déplaçant le point d'écoute sur plusieurs points autour de la boîte ; les paires de sons (mesure/calcul) les plus ressemblantes se trouvent en face de la face Z^+ excitée par un pot mécanique (signal musical de piano ou guitare), figure (2). Dans le cas des deux excitations simultanées des deux faces Z^+ et X^+ , cette approche qualitative identifie la source la plus prédominante, mais la détection reste moins facile lorsque les deux sources sont équivalentes.
- Dans le cas des excitations simultanées sur X^+ et Z^+ , le capotage partiel de chaque face de la boîte a permis d'identifier la position des plaques excitées, figure (3). La nature musicale des deux excitations a bien favorisé la distinction entre les deux sources ; il faut donc rester assez prudent pour le cas d'excitations très semblables (en niveau et nature). La figure (3), résultat issu d'un seul auditeur, donne un résultat très semblable comparé à la moyenne des 33 auditeurs ; c'est l'avantage introduit par cette approche simplificatrice.

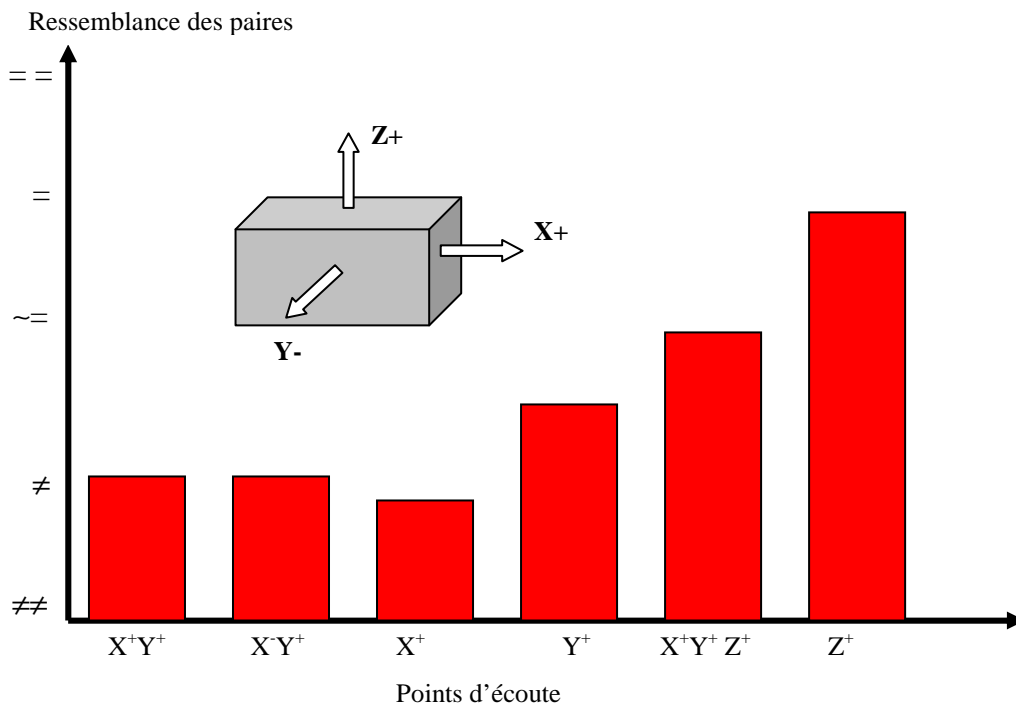


Figure 2. Ressemblance entre les sons calculés et mesurés en fonction des différents points d'écoute (signal d'excitation piano ou guitare sur la face Z^+)

5. CONCLUSION

Cette approche intégrale simplifiée, évitant un calcul par éléments frontières très gourmand en temps de calcul et limité aux basses ou moyennes fréquences, a permis d'identifier de façon subjective, grâce à sa formulation temporelle, les zones de surfaces les plus rayonnantes et remonter ainsi aux sources de bruit. Son intérêt, pour des structures industrielles de géométrie complexes, paraît très intéressant et devrait être testées sur des structures de type moteur thermique par exemple.

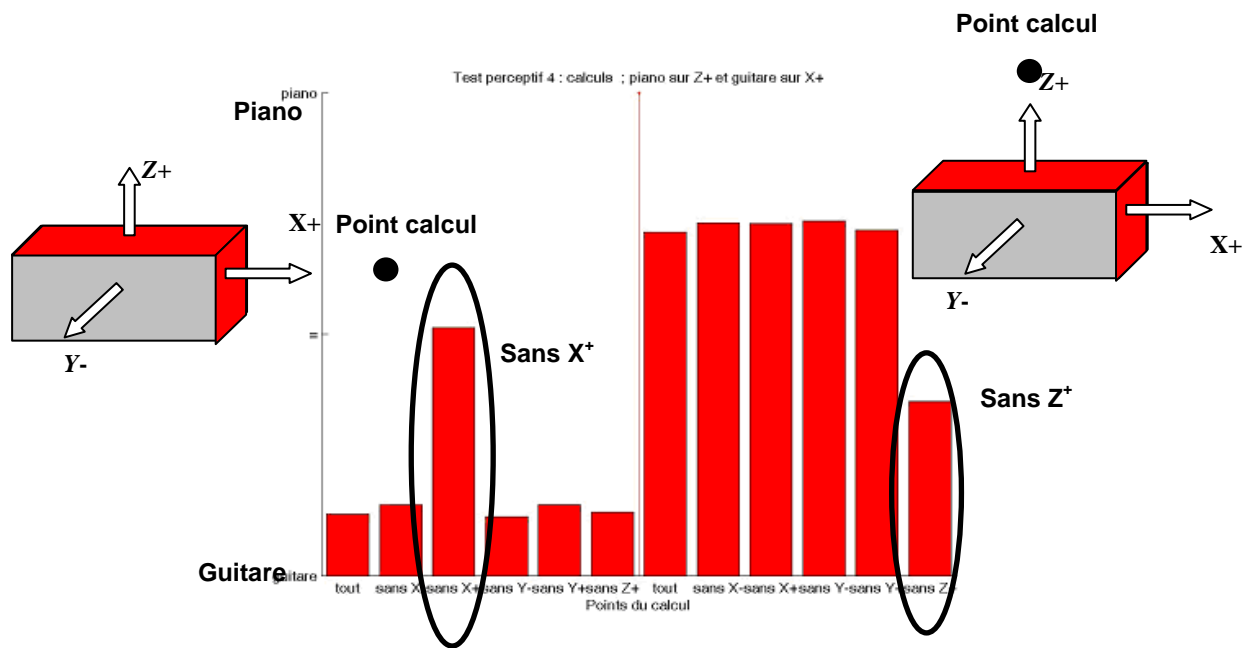


Figure.3. Identification de la source d'excitation en simulant plusieurs masques partiels (Signal excitation piano sur Z+, et guitare sur X+).

6. REFERENCES

- 1 HAMZAOUI N., CHAZOT J.D, GUYADER G. " Temporal prediction of acoustic pressure radiated by vibrating structures: Subjective evaluation " InterNoise 2007, 28-31 August (2007) Istanbul
- 2 PIERANGELO J., LEVY A., "Prédiction du rayonnement acoustique d'une structure vibrante par la méthode intégrale simplifiée " Rapport PFE : INSA Lyon LVA Janvier (2008).
- 3 HAMZAOUI N., BOISSON C., "Calcul du rayonnement acoustique par une méthode intégrale simplifiée", convention INRS n° 5951555-5951556, (1997).
- 4 GUYADER G., "Modélisation temporelles simplifiées des phénomènes physiques à l'origine du bruit moteur dédiées au portage temps réel et aux applications de design sonore ", Thèse de Doctorat (2003).
- 5 HAMZAOUI N., BOISSON C., LESUEUR C., "Vibroacoustic analysis and identification of defects in rotating machinery : Part I : theoretical model", Journal of Sound and Vibration 216(4), 553-570, (1998).