

# Modélisation temporelle des sources acoustiques d'un bâtiment marin ou sous-marin en mouvement dans le champ lointain

Benoit OUDOMPHENG<sup>1,2</sup>, Cédric GERVAISE<sup>2,3</sup>, Lucille LAMOTTE<sup>1</sup>, Wendyam OUEDRAOGO<sup>2</sup>, Barbara NICOLAS<sup>2</sup>, Jérôme I. MARS<sup>2</sup>

<sup>1</sup>MicrodB

28 Chemin du Petit Bois, 69134 Écully Cedex, France

<sup>2</sup>GIPSA-Lab (DIS), CNRS, Grenoble-INP

11 Rue des Mathématiques, BP 46, 38402 Saint-Martin d'Hères Cedex, France

<sup>3</sup>Chaire Chorus, Fondation Grenoble-INP

46 Rue Félix Viallet, 38031 Grenoble Cedex, France

benoit.oudompheng@microdb.fr

**Résumé** – Les sources acoustiques sous-marines de bâtiment marin sont actuellement étudiées de façon individuelle au moyen de modèles numériques pour caractériser finement leur comportement. Cette approche ne répond pas aux problématiques des études acoustiques de champ lointain d'un bâtiment marin entier mobile qui nécessiteraient une modélisation numérique complète. Une démarche de modélisation analytique est proposée dans ce papier pour traiter ces problématiques. Des sources de nature spectrale différente sont modélisées analytiquement pour prédire le champ lointain de pression acoustique d'un bâtiment marin. À partir de ces données, les sources mobiles sont propagées par la théorie des rayons. Enfin, des simulations permettent de valider ces modèles.

**Abstract** – Ship underwater acoustic sources are currently individually studied by means of numerical models in order to accurately describe their behavior. This approach does not look relevant to cope with far-field moving ship noise issues which require complete numerical description of the vessel. An analytical methodology is suggested in this paper to deal with these issues. First, analytical models of far-field radiated acoustic pressure of some ship sources which have different spectral properties are presented. Then, moving sources are propagated using the ray theory. Finally, simulations are performed to validate these models.

## 1 Introduction

La démarche de modélisation analytique présentée dans ce papier s'avère utile pour des problématiques de prédiction de bruit rayonné par les bâtiments marins en champ lointain telles que les études acoustiques environnementales et les études de furtivité acoustique. Dans le cadre d'un projet R&D, les signaux simulés à partir de ces modèles sont utilisés pour valider des algorithmes de séparation de sources et de localisation de sources qui nécessitent la maîtrise des paramètres des signaux mesurés. En effet, les données expérimentales en eau sont difficilement accessibles et les conditions d'expérimentation possèdent généralement quelques incertitudes ce qui n'est pas le cas en simulation.

Actuellement, les différentes sources acoustiques de bâtiment marin sont étudiées de façon individuelle au moyen de lourds modèles numériques de type éléments finis (FEM) ou de type éléments de frontières (BEM) permettant l'évaluation fine du comportement acoustique de chacun des éléments d'un bâtiment [7] [11]. En revanche, cette approche assez lourde n'est pas adaptée aux problématiques de champ lointain de bâtiment marin entier pour lesquelles une telle précision n'est pas néces-

saire. Les sources acoustiques d'un bâtiment marin peuvent être classées par nature spectrale : les sources tonales, les sources large bande et les sources large bande contenant des phénomènes de résonance.

Dans un premier temps, trois sources acoustiques principales de bâtiment marin de nature spectrale et statistique différentes sont modélisées et confrontées à des données bibliographiques. Ensuite, la réponse impulsionnelle d'un environnement de propagation acoustique contenant des sources mobiles est exprimée.

## 2 Modèles analytiques de sources acoustiques d'un bâtiment marin ou sous-marin

Acoustiquement, un bâtiment marin peut être modélisé par une distribution de sources équivalentes comme illustré sur la figure 1 qui représente les différents phénomènes physiques responsables d'un rayonnement acoustique.

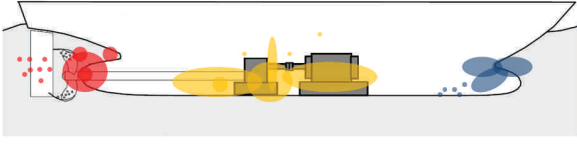


FIG. 1: Distribution de sources acoustiques équivalentes d'un bâtiment marin

Le bâtiment marin est divisé en trois grandes entités acoustiques selon leurs origines physiques [6] : les sources associées au propulseur (fig. 1, en rouge), les sources associées à la coque (fig. 1, en jaune) et les bruits d'origine hydrodynamique générés par le mouvement global du bâtiment (fig. 1, en bleu).

## 2.1 Sources élémentaires

Deux types de sources acoustiques équivalentes permettent de décrire les sources physiques de bâtiment marin pour des considérations de champ lointain : la source monopolaire qui est omnidirectionnelle et la source dipolaire qui est directive. La source monopolaire modélise une source de volume fluctuant ou de débit  $q$  de pression acoustique, elle est notamment utilisée pour le calcul du rayonnement vibroacoustique de la coque. Une source monopolaire au point  $M_0$  rayonnant une onde acoustique à l'instant  $\tau$  s'exprime comme étant [1] :

$$s(M_0(\tau), \tau) = -\rho_0 \frac{\partial q(\tau)}{\partial \tau} \quad (1)$$

La source dipolaire modélise une source de force fluctuante  $F$  et intervient dans les modèles de sources acoustiques de propulseur. Une source dipolaire au point  $M_0$  rayonnant une onde acoustique à l'instant  $\tau$  s'exprime comme étant [1] :

$$s(M_0(\tau), \tau) = \text{div}[F(M_0(\tau), \tau)] \quad (2)$$

## 2.2 Sources large bande et tonale associées au propulseur

Deux principaux phénomènes produisent un rayonnement acoustique au niveau du propulseur : l'interaction entre les pales et la turbulence lors de la rotation du propulseur et la cavitation. La cavitation n'est pas étudiée ici mais plusieurs auteurs ont proposé des méthodes pour modéliser le spectre de pression rayonné par des bulles de cavitation et mesuré par un hydrophone [2] [10].

Le bruit d'origine hydrodynamique est calculé en considérant indépendamment chaque pale du propulseur et son interaction avec le sillage de la pale qui la précède dans sa rotation [5]. Cette source est localisée au niveau du bord d'attaque de chaque pale (fig. 2 gauche, en rouge). Concernant la composante large bande du bruit hydrodynamique d'une pale, le modèle de Von Karman bien corrélé avec l'expérience [5], permet de modéliser le sillage incident de cette pale et d'exprimer l'auto-spectre des fluctuations de vitesse verticale (éq. 3) que les perturbations induisent à la pale. Avec un écoulement de vitesse

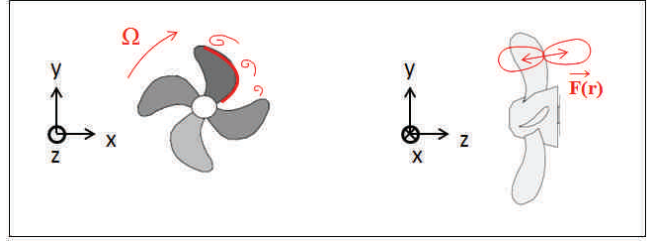


FIG. 2: Source acoustique d'interaction turbulence-structure au niveau d'un propulseur (à gauche). Rayonnement dipolaire associé (à droite).

$U$ , un nombre d'onde spatial longitudinal  $K_x$ , une longueur de cohérence  $\Lambda$  et une constante  $k_e$ , le modèle de Von Karman donne :

$$\phi_{ww}^K(\omega) = \frac{\overline{w^2} \Lambda}{6\pi U} \frac{3 + 8 \left( \frac{K_x}{k_e} \right)^2}{\left( 1 + \left( \frac{K_x}{k_e} \right)^2 \right)^{11/6}} \quad (3)$$

Concernant la composante tonale du bruit hydrodynamique d'une pale de corde  $C$ , les fluctuations de vitesses verticales de la pale sont régies par un modèle simplifié de fluctuation sinusoïdale de pulsation  $\Omega$ , fréquence de rotation du propulseur :

$$\frac{dw}{dt} = C\Omega \cos(\Omega t) \quad (4)$$

À partir de ces modèles de fluctuations de vitesse verticale de pale, les fluctuations de force de portance (éq. 5) sont calculées par le modèle de Sears [1] qui est une théorie bien adaptée au cas de profil hydrodynamique compact (la longueur d'onde acoustique est grande devant les dimensions géométriques d'une pale), avec  $S_e$  la fonction de Sears [8] :

$$F(\omega) = \pi \rho_0 C U w(K_x, \omega) S_e \left( \frac{K_x C}{2} \right) \quad (5)$$

Ces fluctuations de portance (éq. 5) sont les sources hydrodynamiques du propulseur et sont décrites acoustiquement par un dipôle ponctuel localisé (éq. 2) au niveau du bord d'attaque de chaque pale du propulseur. La Figure 3 présente en rouge l'auto-spectre de pression acoustique dû à la source large bande prédit à 1,3m dans la direction orthogonale à un profil hydrodynamique avec la formule de l'équation 5, en tirets l'auto-spectre de pression acoustique de la source large bande prédit par une méthode non compacte plus élaborée et en traits continus les résultats expérimentaux obtenus par Roger et Moreau [5]. Les résultats obtenus par le modèle de Sears fournissent un gabarit spectral, les niveaux sont ici recalés avec le modèle d'Amiet à la fréquence 200Hz par l'ajout d'une constante en decibels (fig. 3). Au vu de ces résultats, la théorie de Sears utilisée ici est une bonne approximation de champ lointain pour prédire le gabarit spectral du champ acoustique d'une pale de propulseur. La théorie de Sears surestime le niveau de pression acoustique en hautes fréquences car pour cette configuration aérienne l'hypothèse de compacité n'est plus vérifiée.

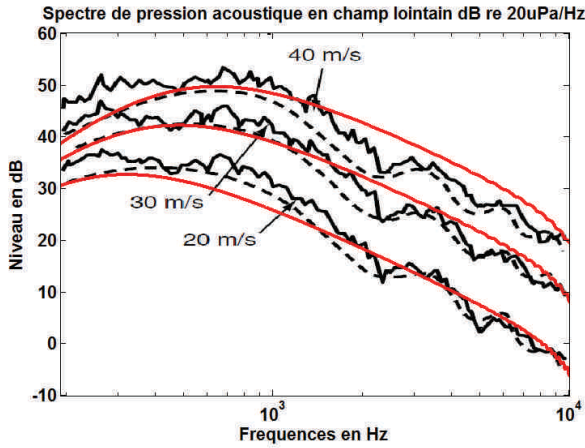


FIG. 3: Autospectres de pression acoustique prédits par l'équation 5 (en rouge), prédits par le modèle d'Amiet (en tirets) et mesurés [5] (en traits noirs continus)

### 2.3 Sources acoustiques associées aux vibrations de la coque et à l'hydrodynamique globale du bâtiment

Les machines internes, le moteur, les vibrations du propulseur véhiculées par l'arbre de transmission, la couche limite turbulente sont différentes causes de mise en vibration de la coque du bâtiment [6]. Ces excitations sont ici modélisées simplement par une force ponctuelle d'amplitude  $F_0$  appliquée au point  $(x_e, y_e)$ . Le modèle simple de plaque mince bafflée est représenté sur la figure 4 pour modéliser la carène d'un bâtiment de surface (fig. 4, en rouge). Pour le cas simple d'une plaque, le

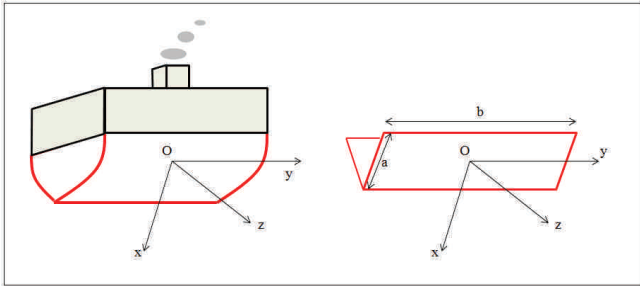


FIG. 4: Modèle de bâtiment de surface (coque en rouge).

champ des déplacements pariétaux  $u(x, y)$  de la coque vibrante a une structure modale :

$$u(x, y) = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} a_{nm} \Phi_{nm}(x, y) \quad (6)$$

Les conditions aux limites d'encastrement impliquent que les déformées modales aient pour expression :

$$\Phi_{nm}(x, y) = \sin\left(\frac{n\pi}{a}x\right) \sin\left(\frac{m\pi}{b}y\right) \quad (7)$$

Les amplitudes modales sont déterminées à partir de l'équation du mouvement [4], avec  $\rho$  la densité du matériau,  $h$  l'épaisseur

de la plaque et  $\omega_{nm}$  les pulsations propres :

$$a_{nm} = \frac{F_{nm}}{\rho h (\omega_{nm}^2 - \omega^2) + j\omega Z_{nmnm}} \quad (8)$$

$Z_{nmnm}$  est la matrice d'impédance intermodale qui est non nulle si le couplage fluide-structure est pris en compte. Une bonne méthode pour calculer  $Z_{nmnm}$  est celle de Laulagnet [4]. En chaque point de la plaque  $(x, y)$ , la vitesse vibratoire, dérivée temporelle de l'équation (6), est vue comme une source de débit acoustique (éq. 1). D'après l'intégrale de Rayleigh [4], la plaque est donc acoustiquement équivalente en champ lointain à une distribution continue de monopôles ponctuels. Le calcul des déplacements vibratoires (éq. 6) est validé par comparaison avec les résultats de Laulagnet [4] :

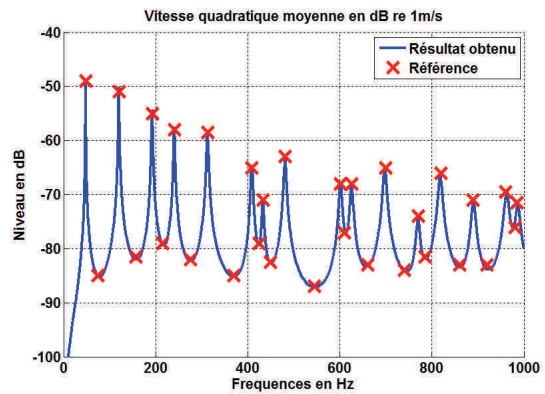


FIG. 5: Vitesse vibratoire quadratique moyenne d'une plaque carrée de 1m de côté soumise à une force ponctuelle de 1N appliquée en  $(0, 7; 0, 2)$ . Les résultats de référence sont représentés par des croix rouges [4].

Ainsi, trois principales sources acoustiques de bâtiment marin sont modélisées et validées. Pour obtenir le champ de pression acoustique rayonnée par ses sources et pour introduire leur mobilité, la réponse impulsionnelle d'un environnement acoustique de sources mobiles est exprimée.

## 3 Réponse impulsionnelle d'un environnement de sources mobiles

La propagation des ondes acoustiques en eaux peu profondes est implémentée en considérant un canal marin isocélère et un bâtiment marin en mouvement quelconque uniforme. Ce modèle repose sur la théorie des rayons [9]. Les voies de transfert entre une source et un hydrophone de l'antenne sont le trajet direct et les éventuels trajets réfléchis par les interfaces (surface, fond) [3].

### 3.1 Réponse impulsionnelle

Considérant une source mobile  $s(\tau)$  en un point  $M_0(\tau)$  émettant à l'instant  $\tau$  et un point de mesure  $M$  écoutant à l'instant

t, le champ de pression acoustique rayonnée par cette source vérifie l'équation des ondes :

$$\nabla^2 \mathbf{p}(\mathbf{M}, t) - \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \mathbf{p}(\mathbf{M}, t)}{\partial t^2} = s(t) \delta(\mathbf{M} - \mathbf{M}_0(\tau)) \delta(t - \tau) \quad (9)$$

Soit  $\mathbf{Ma}$  le vecteur nombre de Mach du point source  $\mathbf{M}_0$  et  $R(\tau) = \|\mathbf{M}_0(\tau)\mathbf{M}\|$ , la solution de l'équation 9 est :

$$\mathbf{p}(\mathbf{M}, t) = \frac{s(t - \tau - \frac{R(\tau)}{c_0})}{4\pi R(\tau) \|1 - \mathbf{Ma} \cdot \frac{\mathbf{M}_0(\tau)\mathbf{M}}{R(\tau)}\|} \quad (10)$$

La réponse impulsionnelle  $\mathbf{G}(\mathbf{M}, t | \mathbf{M}_0(\tau), \tau)$  de l'environnement de propagation liant ces deux points est la solution de l'équation des ondes (éq. 9) ayant un terme source impulsionnel  $s(t) = \delta(t)$ . Cette réponse impulsionnelle traduit les voies de transfert acoustiques liant un point source  $\mathbf{M}_0$  à l'instant  $\tau$  d'émission à un point de mesure  $\mathbf{M}$  à l'instant de réception  $t$ .

### 3.2 Prise en compte des réflexions aux interfaces

Les conditions aux limites du problème de rayonnement acoustique sont prises en compte en considérant des interfaces parfaitement réfléchissantes. La théorie de sources image est utilisée [3] :

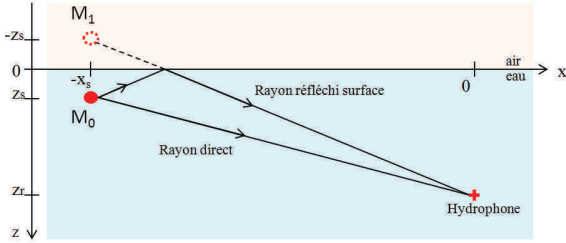


FIG. 6: Méthode des sources image.

Considérant le schéma de la figure 6, pour un milieu de propagation contenant une source au point  $\mathbf{M}_0$ , sa source image est située au point  $\mathbf{M}_1$ , symétrique du point  $\mathbf{M}_0$  par rapport à l'interface. La réponse impulsionnelle liant les points  $\mathbf{M}_0$  et  $\mathbf{M}$  est :

$$\mathbf{G}(\mathbf{M}, t | \mathbf{M}_0(\tau), \tau) + \mathbf{G}(\mathbf{M}, t | \mathbf{M}_1(\tau), \tau) \quad (11)$$

## 4 Conclusion et perspectives

Pour s'affranchir des méthodes numériques lourdes du type FEM et BEM, un modèle analytique de sources acoustiques équivalentes est proposé pour modéliser acoustiquement un bâtiment marin ou sous-marin dans le champ lointain. Ce modèle analytique qui repose sur les théories de l'hydroacoustique et de la vibroacoustique assure la pertinence physique d'une telle méthodologie. Les trois principaux types de sources acoustiques de bâtiment marin sont mis en évidence (fig. 1). Pour chaque classe spectrale de sources, mentionnée en introduction, un

modèle mathématique de source est proposé et validé par confrontation avec des modèles plus évolués et des mesures.

Pour un canal marin isocélère, ces modèles de sources sont propagés par la théorie des rayons en prenant en compte le mouvement des sources et le caractère multi-trajet de la propagation. Cette démarche de simulation s'avère donc particulièrement intéressante pour appliquer et valider des méthodes d'imagerie acoustique pour différentes configurations expérimentales maîtrisées. En effet, les méthodes de séparation de sources acoustiques pourront exploiter la diversité spectrale et statistique des sources et les méthodes de localisation de sources pourront être adaptées à l'étendue et la directivité des sources mises en évidence à travers les modèles mathématiques.

## Remerciements

Ces travaux de recherche sont effectués grâce au soutien financier de la DGA/MRIS (Direction Générale de l'Armement).

## Références

- [1] W.K. Blake *Mechanics of flow-induced sound and vibration*. Applied Mathematics and Mechanics, Volume 17, Academic Press, 1986.
- [2] C.E. Brennen. *Cavitation and Bubble dynamics*. Caltech-Book, Oxford University Press, 1995.
- [3] J.G. Clark, R.P. Flanagan and N.L. Weinberg. *Multipath acoustic propagation with a moving source in a bounded deep ocean channel*. JASA, vol. 60, no. 6, 1976.
- [4] B. Laulagnet. *Sound radiation by a simply supported un-baffled plate*. JASA, vol. 5, no. 103, 1998.
- [5] M. Roger and S. Moreau. *Extensions and limitations of analytical airfoil broadband noise models*. International Journal of Aeroacoustics, Multi-Sciences, vol. 9, 2010.
- [6] D. Ross. *Mechanics of Underwater noise*. Pergamon Press, 1976.
- [7] F. Salvatore, C. Testa and L. Greco. *Coupled hydroacoustics-hydrodynamics BEM modeling of marine propellers operating in the wakefield*. 1st International Symposium on Marine Propulsors, 2009.
- [8] W.R. Sears. *Some aspects of non-stationary airfoil theory and its practical application*. AIAA, vol. 8, 1941.
- [9] P. Sijtsma. *Acoustic Beamforming for the ranking of aircraft noise*. Rapport technique, NLR, 2012.
- [10] S. Wang, Y. Chen and Q. Liu. *Analysis and simulation of propeller cavitation degree to continuum spectrum*. ICECC, 2011.
- [11] H.C.J. Van Wijngaarden. *Prediction of propeller-induced hull pressure fluctuations*. Thèse de Doctorat, DTU, 2011.