



15^{ÈMES} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22 - 24 novembre 2016 - Brest

ETUDE NUMERIQUE DES CUVES ANTI-ROULIS

NUMERICAL STUDY OF ANTI-ROLL TANKS

L. DIEBOLD*, Q. DERBANNE* & Š. MALENICA*

*Bureau Veritas, Département Recherche, Immeuble Le 1828

67/71 Boulevard du Château

92571 Neuilly-Sur-Seine Cdx, France

Résumé

L'objectif de ce papier est de présenter une méthodologie qui permet de prendre en compte les cuves anti-roulis de façon cohérente dans un code potentiel de tenue à la mer. Tout d'abord, des essais de mouvements forcés sur différents types de cuves prismatiques et anti-roulis permettent de comparer et valider les calculs CFD (Computational Fluid Dynamics) pour l'évaluation des forces globales. Puis, la notion d'angle effectif de gravité (EGA, [1]) est introduite et validée. Enfin, cette quantité d'EGA est utilisée afin d'établir la méthodologie de prise compte des cuves anti-roulis dans un code potentiel de tenue à la mer.

Summary

The aim of this paper is to propose a relevant methodology that takes into account the anti-roll tanks in a linear seakeeping program. First, forced roll motions carried out on anti-roll tanks optimized geometries allow to validate CFD (Computational Fluid Dynamics) calculations for the liquid global forces. Then, the Effective Gravity Angle is introduced [1] and validated. Finally, this EGA value is used in order to settle this relevant methodology which takes into account anti-roll tanks in a linear seakeeping program.

1 Introduction

Dans ce papier, nous ne traitons que des cuves anti-roulis à surface libre, c'est-à-dire que les tubes en U ne sont pas ici considérés. De nombreux travaux concernant ces cuves anti-roulis existent dans la littérature. Les premiers remontent au XIXème siècle avec l'installation d'une cuve à surface libre, par Watts [8], à bord du *HMS Inflexible* pour une série de voyages. Le principe de fonctionnement n'était pas alors encore maîtrisé. La réponse de ces cuves anti-roulis (appelées aussi dans ce papier ART, comme Anti-Roll Tanks) a ensuite été l'objet de nombreuses études dans les années 50 et 60. Celles-ci ont permis de montrer que la réponse d'une cuve anti-roulis est fortement non-linéaire en fonction de l'amplitude du mouvement et dépend aussi de la période du mouvement. L'objectif de ce papier est de prendre en compte de manière cohérente ces cuves anti-roulis (et leurs non-linéarités associées) en utilisant une approche combinant d'une part le calcul CFD (pour Computational Fluid Dynamics, résolution des équations de Navier-Stokes) pour la réponse des cuves anti-roulis et d'autre part le calcul potentiel pour le problème de tenue à la mer.

2 Formulation mathématique du problème

Dans cette section, nous détaillons les repères utilisés par la suite et l'équation du mouvement à résoudre pour le système {navire + cuve(s) anti-roulis}. Dans toute cette étude, nous considérons une vitesse d'avance nulle mais tous les résultats restent valides pour une vitesse d'avance rectiligne uniforme.

2.1 Repères considérés et notations

Dans ce papier, nous considérons les 2 repères suivants :

- Repère $\{G_0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}\}$ où $G_0, \vec{x}, \vec{y}, \vec{z}$ désignent respectivement le centre de gravité du système {navire + cuve(s) anti-roulis} « au repos », l'axe x dirigé vers l'avant du navire, l'axe y dirigé selon bâbord et l'axe z dirigé vers le haut. Le repère est galiléen. En cas de vitesse d'avance rectiligne uniforme non nulle, le repère considéré est aussi galiléen.
- Repère $\{G, \vec{x}', \vec{y}', \vec{z}'\}$ lié au navire. Le point G désigne le centre de gravité à l'instant t du système {navire + cuve(s) anti-roulis}. Au repos, les axes $(\vec{x}', \vec{y}', \vec{z}')$ correspondent aux axes du repère galiléen $(\vec{x}, \vec{y}, \vec{z})$.

2.2 Equation du mouvement du système {navire + cuves anti-roulis « solides »}

Dans le cadre de la théorie potentielle linéaire du corps rigide, l'équation de mouvement du navire (avec le liquide des cuves anti-roulis considéré comme solide) s'écrit sous la forme suivante :

$$\boxed{(-\omega^2([\mathbf{M}_{G_0}] + [\mathbf{A}_{G_0}]) - i\omega[\mathbf{B}_{G_0}] + [\mathbf{C}_{G_0}])\{\xi_{G_0}\} = \{\mathbf{F}_{G_0}^{DI}\}} \quad (1)$$

où $\{\xi_{G_0}\}$, $[\mathbf{M}_{G_0}]$, $[\mathbf{A}_{G_0}]$, $[\mathbf{B}_{G_0}]$, $[\mathbf{C}_{G_0}]$ et $\{\mathbf{F}_{G_0}^{DI}\}$ désignent respectivement les mouvements du corps rigide correspondant aux 6 degrés de libertés, la matrice d'inertie du navire (avec le liquide des cuves anti-roulis considéré comme solide), la matrice de masse ajoutée, la matrice d'amortissement, la matrice de raideur, les efforts et moments de houle incidente et de diffraction. L'indice " G_0 " désigne le centre de gravité du système {navire +cuves anti-roulis} dans le repère galiléen de référence.

En prenant en compte les mouvements de liquides dans les cuves anti-roulis, l'équation ci-dessus s'écrit sous la forme suivante :

$$\left(-\omega^2 ([\mathbf{M}_{G_0}^{\text{notk}}] + [\mathbf{A}_{G_0}]) - i\omega [\mathbf{B}_{G_0}] + [\mathbf{C}_{G_0}] \right) \{\xi_{G_0}\} = \{\mathbf{F}_{G_0}^{\text{DI}}\} + \{\mathbf{F}_{G_0}^{\text{Liq}}\} \quad (2)$$

où $[\mathbf{M}_{G_0}^{\text{notk}}]$, et $\{\mathbf{F}_{G_0}^{\text{Liq}}\}$ désignent respectivement la matrice d'inertie du navire sans les inerties solides équivalentes des cuves anti-roulis et les efforts et moments dus aux mouvements de liquides dans les cuves anti-roulis.

En décomposant comme suit, les efforts dus aux mouvements de liquides dans les cuves anti-roulis :

$$\{\mathbf{F}_{G_0}^{\text{Liq}}\} = (-[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re}}] - i[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Im}}])\{\xi_Q\} \quad (3)$$

où $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re}}]$ et $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Im}}]$ désignent respectivement les matrices d'amortissement et de raideurs des cuves anti-roulis. Il est à noter qu'ici le terme $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re}}]$ regroupe implicitement les termes de raideurs hydrostatiques et de masses ajoutées qui sont présentés dans [7]. Le produit de ces matrices par le vecteur des mouvements du corps rigide permet de retrouver les forces et moments des cuves anti-roulis. On obtient ainsi l'équation « couplée » du mouvement pour le système navire et cuves anti-roulis :

$$\left(-\omega^2 ([\mathbf{M}_{G_0}^{\text{notk}}] + [\mathbf{A}_{G_0}]) - i\omega ([\mathbf{B}_{G_0}] + [\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Im}}]) + ([\mathbf{C}_{G_0}] + [\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re}}]) \right) \{\xi_{G_0}\} = \{\mathbf{F}_{G_0}^{\text{DI}}\} \quad (4)$$

L'objectif de ce papier est calculer les matrices $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re}}]$ et $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Im}}]$ (et donc prendre en compte leurs non-linéarités) de façon à prédire le mieux possible le mouvement de roulis. Pour le calcul de ces matrices, nous considérerons les 3 approches suivantes :

- approche potentielle, présentée en détails dans [7],
- approche hybride combinant calcul potentiel et calcul CFD ; certains coefficients sont calculés par la méthode potentiel, les autres le sont par un calcul CFD,
- approche purement CFD utilisant la grandeur d'angle effectif de gravité (ou EGA comme Effective Gravity Angle) décrit dans [1].

2.3 Approche potentielle

Le calcul de tous les termes de l'équation (4) est décrit dans [7]. En particulier, pour le calcul des efforts dus aux cuves anti-roulis, le terme de raideur (dans [7], il s'agit plus exactement du terme de masse ajoutée mais ce terme est, ici, inclus implicitement dans le terme de raideur) peut devenir infini (à la pulsation propre). Pour remédier à cet avatar du modèle théorique, un amortissement « artificiel » est ajouté au problème aux limites à résoudre. La question du choix de cet amortissement reste ouverte et reste une des principales limitations de la méthode potentielle pour les cuves anti-roulis. Par le calcul potentiel, nous calculons donc les matrices suivantes :

$$\begin{bmatrix} D_{G_{011}}^{\text{Re,Im}}(\text{pot}) & \dots & D_{G_{016}}^{\text{Re,Im}}(\text{pot}) \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ D_{G_{061}}^{\text{Re,Im}}(\text{pot}) & \dots & D_{G_{066}}^{\text{Re,Im}}(\text{pot}) \end{bmatrix} = [\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re,Im}}] \quad (5)$$

où (pot) désigne le calcul potentiel. Pour ce calcul potentiel, il est à noter que les matrices $[\mathbf{D}_{G_0}^{\text{Re,Im}}]$ sont indépendantes de l'amplitude des mouvements. Ce qui est contradiction avec le comportement non linéaire observé pour les cuves anti-roulis.

2.4 Approche hybride – calcul potentiel et CFD

Le solveur CFD utilisé est interDyMFoam d'OpenFOAM. Ce solveur sert à la résolution de l'équation de Navier-Stokes pour des écoulements diphasiques incompressibles et isothermes. La modélisation par volumes finis d'OpenFOAM est expliquée dans [3] et sa conception orientée objet est couverte dans [4].

Le calcul CFD est ici considéré pour évaluer les efforts et moments dus aux cuves anti-roulis. Toutefois, le temps CPU pouvant être long pour des calculs CFD, il est d'usage de ne pas calculer les matrices entières ($[D_{G_0}^{Re}]$ et $[D_{G_0}^{Im}]$).

2.4.1 Couplage avec calculs des coefficients (i,4) par la CFD (roulis forcé)

Seuls des calculs de mouvements forcés en roulis sont effectués. Suivant le même post-traitement que celui présenté en section 3.4, efforts et moments sont décomposés en série de Fourier. On ne retient que les coefficients du premier ordre. Les coefficients de la colonne 4 (mouvements de roulis forcé) en sont déduits. Les autres coefficients viennent du calcul potentiel :

$$\begin{bmatrix} D_{G_{011}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \dots & D_{G_{013}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{014}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{015}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \dots \\ \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & \\ D_{G_{061}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \dots & D_{G_{063}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{064}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{065}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \vdots \end{bmatrix} = [D_{G_0}^{Re,Im}] \quad (6)$$

où (pot) et (cfd) désignent respectivement le calcul potentiel et CFD. Il est à noter que les matrices (par leur colonne 4) $[D_{G_0}^{Re,Im}]$ dépendent de l'amplitude du mouvement de roulis forcé. Nous reviendrons sur ce point dans la section 4.3.

2.4.2 Couplage avec calculs des coefficients (i,2) et (i,4) par la CFD (embarquée-roulis forcés)

Ici, des calculs de mouvements forcés en embarquée et roulis sont effectués. Efforts et moments sont décomposés en série de Fourier. On ne retient que les coefficients du premier ordre. Les coefficients des colonnes (2,4) (mouvements d'embarquée et de roulis forcé) en sont déduits. Les autres coefficients viennent du calcul potentiel :

$$\begin{bmatrix} D_{G_{011}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{012}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{013}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{014}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{015}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \dots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \\ D_{G_{061}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{062}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{063}}^{Re,Im}(\text{pot}) & D_{G_{064}}^{Re,Im}(\text{cfd}) & D_{G_{065}}^{Re,Im}(\text{pot}) & \vdots \end{bmatrix} = [D_{G_0}^{Re,Im}] \quad (7)$$

où (pot) et (cfd) désignent respectivement le calcul potentiel et CFD. Il est à noter que les matrices (par leurs colonnes 2 et 4) $[D_{G_0}^{Re,Im}]$ dépendent des amplitudes des mouvements d'embarquée et de roulis forcés. Nous reviendrons sur ce point dans la section 4.3.

2.5 Approche EGA – calcul CFD

Ici, une approche purement CFD utilisant la grandeur d'angle effectif de gravité (ou EGA comme Effective Gravity Angle) décrit dans [1] est considérée. Cette approche est détaillée en section 6.1. Les termes suivants sont calculés par la CFD :

$$\begin{bmatrix} 0 & D_{G_{012}}^{Re,Im}(\text{ega}) & 0 & D_{G_{014}}^{Re,Im}(\text{ega}) & 0 & D_{G_{016}}^{Re,Im}(\text{ega}) \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & D_{G_{062}}^{Re,Im}(\text{ega}) & 0 & D_{G_{064}}^{Re,Im}(\text{ega}) & 0 & D_{G_{066}}^{Re,Im}(\text{ega}) \end{bmatrix} = [D_{G_0}^{Re,Im}] \quad (8)$$

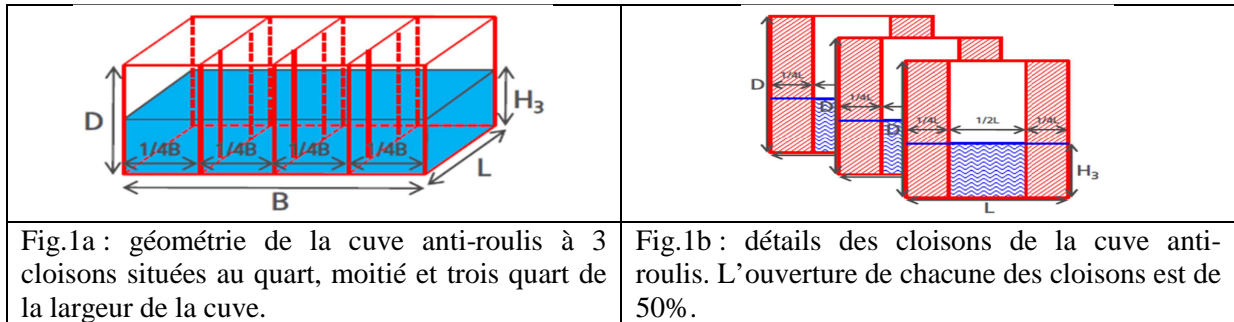
où (ega) désigne respectivement le calcul CFD utilisant l'EGA. Il est à noter que les matrices (par leurs colonnes 2, 4 et 6) $[D_{G_0}^{Re,Im}]$ dépendent des amplitudes des mouvements d'embarquée, de roulis et de lacet. Nous reviendrons sur ce point dans la section 6.1.

3 Calcul CFD pour les cuves anti-roulis

L'objectif de cette section est de valider le calcul CFD pour la réponse des cuves anti-roulis : c'est-à-dire le calcul des forces globales exercées par le liquide sur les parois de la cuve anti-roulis.

3.1 Géométrie de la cuve

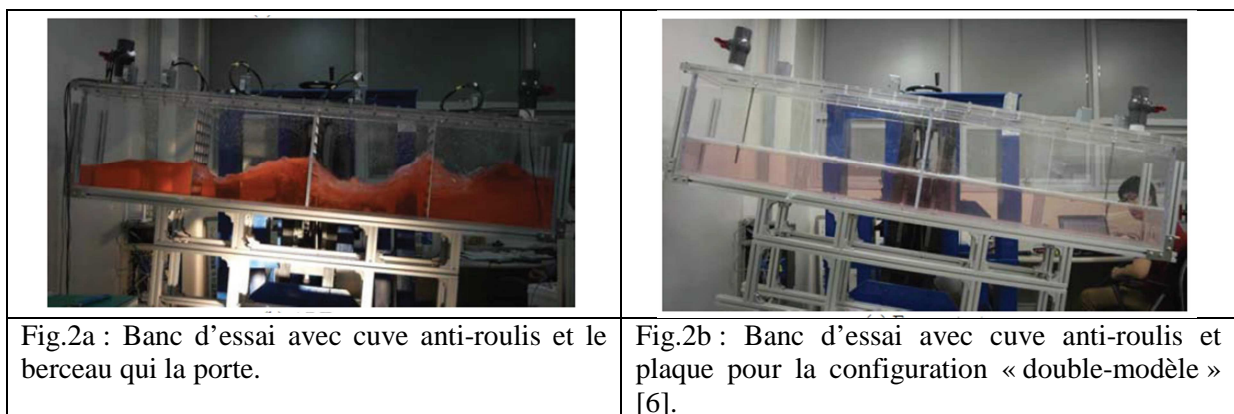
La géométrie de la cuve anti-roulis considérée est la suivante :



Il s'agit d'une configuration avec 3 cloisons dotées d'une ouverture de 50% situées au quart, moitié et trois-quarts de la largeur. Ce type de configuration est sensée être la plus efficace pour les cuves anti-roulis [3]. Cette cuve a pour dimensions ; $L=0.364\text{m}$, $B=2.0\text{m}$, $D=0.458\text{m}$.

3.2 Campagne expérimentale

Le remplissage considéré pour cette campagne expérimentale est $H_3=0.2039\text{m}$. Le dispositif expérimental complet est décrit dans [6]. Le banc d'essai permet de produire des mouvements harmoniques de roulis forcés (autour de l'axe horizontal). La cuve (décrite ci-dessus) est fixée au berceau de ce banc d'essai. Le dispositif est figuré ci-dessous :



Les historiques de mouvements (angle de roulis) et de moments sont mesurés respectivement par un potentiomètre et un dynamomètre. Dans cette mesure du moment M_x (de roulis) figure aussi le moment dû à la masse de la cuve et au berceau d'attache de celle-ci. Afin d'extraire cette composante, il est généralement d'usage de procéder à des mesures à vide (i.e. sans liquide). Dans [6], le post-traitement adopté est différent.

En effet, pour cette campagne, il a été décidé de retrancher au moment M_x mesuré le moment correspondant à la même configuration (i.e. même cuve, même remplissage) mais sans mouvement de surface libre. Pour ce faire, une plaque est posée sur la surface libre pour empêcher les mouvements de celle-ci comme figuré ci-dessus. Dans la suite, nous appellerons cette configuration «double-modèle».

Le centre de rotation du mouvement de roulis forcé est situé à $z=0.336\text{m}$ au-dessus du bas de la cuve. Les amplitudes de mouvement harmoniques de roulis forcés sont égales à $\{3^\circ, 6^\circ, 9^\circ\}$ et les périodes

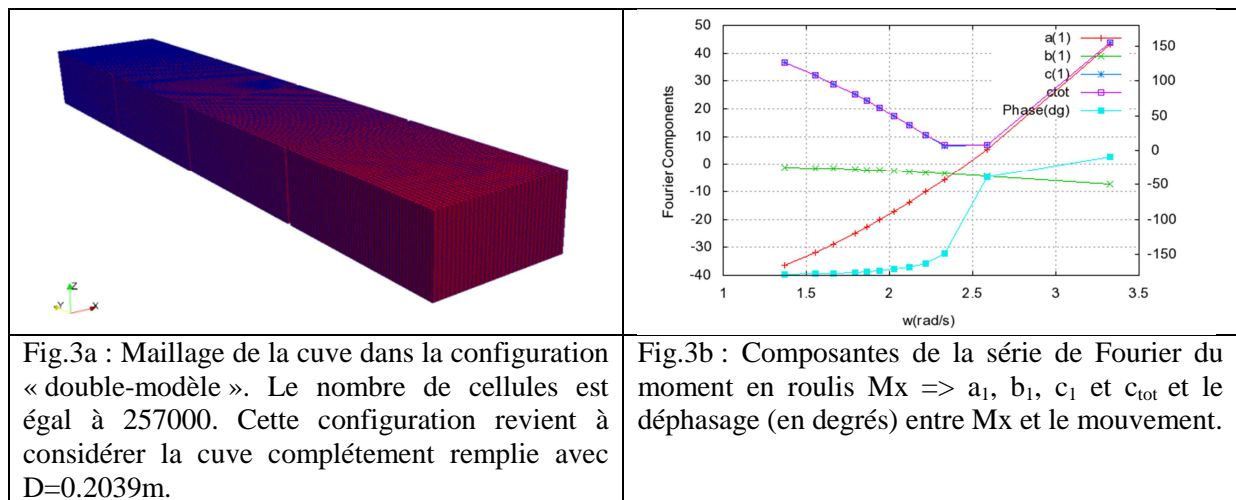
testées sont les suivantes {1.888, 2.427, 2.697, 2.832, 2.966, 3.101, 3.236, 3.371, 3.506, 3.776, 4.045, 4.585 s}.

3.3 Comparaison Expérience/CFD pour la configuration «Double-Modèle»

Dans cette configuration «double-modèle», une plaque est posée sur la surface libre afin d'éviter les mouvements de surface libre. Pour autant, cette plaque n'empêche pas des mouvements du fluide sous la surface "gelée". Pour le post-traitement des efforts, nous adoptons les notations suivantes pour la décomposition en série de Fourier :

$rx(t) = rx_0 * \cos(\omega t + \theta)$ $M_x^{DM}(CFD) = a_0 + \sum_{k=1}^N a_k \cos(k\omega t + \theta) + b_k \sin(k\omega t + \theta)$ <p>avec $a_0 = 0$, $c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ et $c_{tot} = \sqrt{\sum_{k=1}^N c_k^2}$</p>	(9)
---	-----

où $rx(t)$, $M_x^{DM}(CFD)$, a_k , b_k , c_k désignent respectivement l'angle de roulis, le moment M_x double-modèle (i.e. avec la plaque) issu du calcul CFD et les coefficients de la série de Fourier de ce moment M_x . Pour toutes les amplitudes et périodes considérées, nous procédons à des calculs CFD. Le maillage utilisé pour ces calculs (257000 cellules) est illustré ci-dessous. Pour l'amplitude de roulis la plus élevée ($rx_0=9^\circ$), les coefficients de la série de Fourier du moment M_x (configuration « double-modèle ») sont figurés ci-dessous :



Tout d'abord, nous ne pouvons pas comparer directement les résultats du calcul CFD avec les mesures expérimentales pour M_x puisque ces mesures ne sont pas disponibles dans [6]. On peut remarquer que les coefficients de la série de Fourier c_1 et c_{tot} sont presque égaux, ce qui signifie que le moment M_x est quasiment d'ordre 1 et que la contribution des ordres supérieurs est négligeable. Ce résultat n'est pas surprenant car il existe, en théorie potentielle, une solution analytique à ce problème d'oscillation forcée appliquée à une cuve pleine [5]. Cette solution est une très bonne approximation de la réalité. Ci-dessous, une comparaison entre le calcul CFD et cette solution semi-analytique [5].

On peut remarquer un très bon accord entre le calcul CFD et la solution semi-analytique qui pour cette configuration est une très bonne approximation de la réalité. On peut donc considérer que le calcul CFD est validé pour cette configuration «double-modèle».

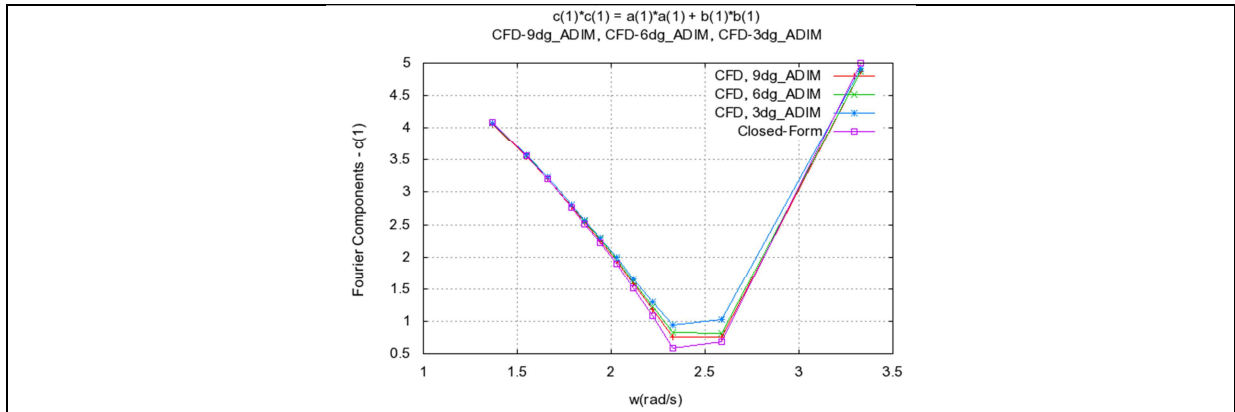


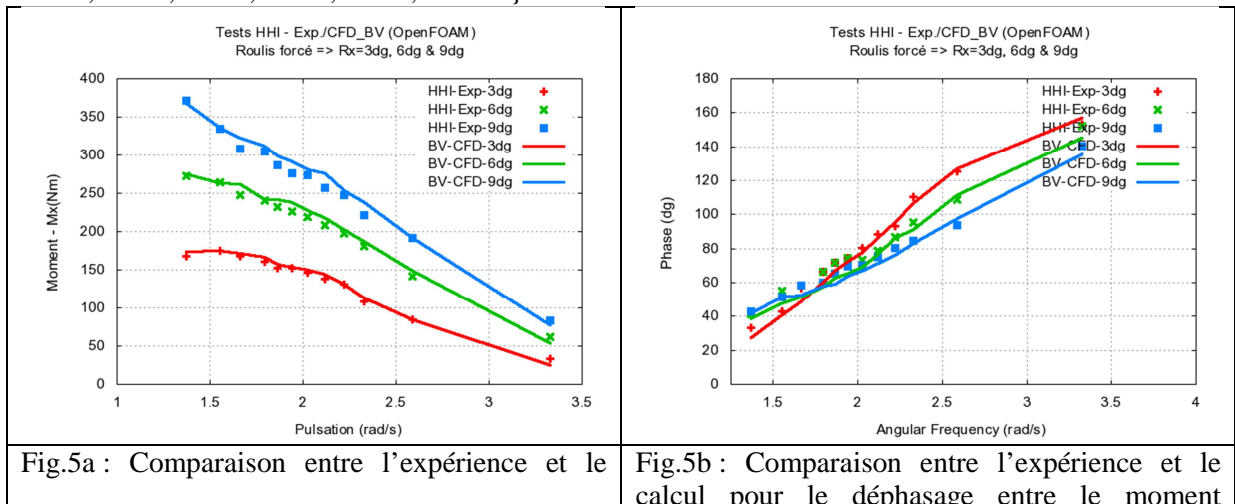
Fig.4 : Comparaison entre solution semi-analytique et calcul CFD (adimensionnalisé, i.e. divisé par l'amplitude) pour la configuration «double-modèle» pour la composante c_1 du moment M_x .

3.4 Comparaison Expérience/CFD pour le moment M_x

Comme mentionné ci-dessus (section 3.3), pour cette campagne, il a été décidé de retrancher au moment total mesuré $M_x(\text{Exp})$ le moment « double-modèle » $M_x^{\text{DM}}(\text{Exp})$ (même configuration, i.e. mêmes cuve, remplissage mais avec une plaque sur la surface libre, voir section 3.3). Il est à noter $M_x(\text{Exp})$ et $M_x^{\text{DM}}(\text{Exp})$ contiennent tous deux les accélérations des solides comme la cuve, le berceau qui porte celle-ci etc... A ce titre, nous ne pouvons pas directement comparer $M_x(\text{CFD})$ à $M_x(\text{Exp})$ ni $M_x^{\text{DM}}(\text{CFD})$ à $M_x^{\text{DM}}(\text{Exp})$. Par contre la comparaison de $[M_x(\text{CFD}) - M_x^{\text{DM}}(\text{CFD})]$ à $[M_x(\text{Exp}) - M_x^{\text{DM}}(\text{Exp})]$ a du sens, comme précisé ci-dessous :

$M_x(\text{CFD}) - M_x^{\text{DM}}(\text{CFD}) \text{ à comparer à } M_x(\text{Exp}) - M_x^{\text{DM}}(\text{Exp})$ $M_x(\text{CFD}) - M_x^{\text{DM}}(\text{CFD}) = a_0^{\text{CFD}} + \sum_{k=1}^N a_k^{\text{CFD}} \cos(k\omega t + \theta) + a_k^{\text{CFD}} \sin(k\omega t + \theta)$ $M_x(\text{Exp}) - M_x^{\text{DM}}(\text{Exp}) = a_0^{\text{Exp}} + \sum_{k=1}^N a_k^{\text{Exp}} \cos(k\omega t + \theta) + a_k^{\text{Exp}} \sin(k\omega t + \theta)$ <p>avec $a_0 = 0$, $c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ et $c_{\text{tot}} = \sqrt{\sum_{k=1}^N c_k^2}$</p>	(10)
--	------

Cette comparaison entre l'expérience et le calcul CFD porte sur toutes les amplitudes de roulis forcés, $\{3^\circ, 6^\circ, 9^\circ\}$, et sur toutes les périodes testées, à savoir $\{1.888, 2.427, 2.697, 2.832, 2.966, 3.101, 3.236, 3.371, 3.506, 3.776, 4.045, 4.585 \text{ s}\}$.



calcul pour $[M_x - M_x^{DM}]$ pour sa valeur absolue $\Rightarrow c_{tot}$.	$[M_x - M_x^{DM}]$ et le mouvement en roulis forcé.
--	---

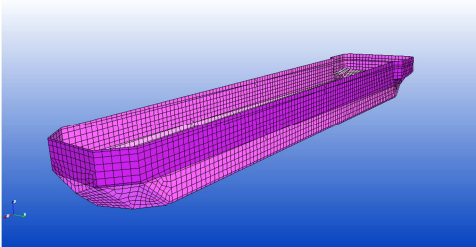
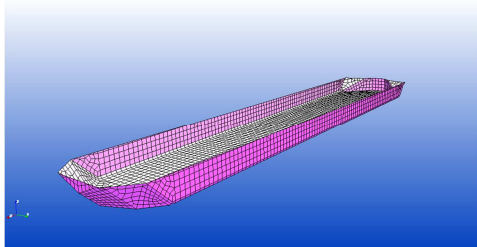
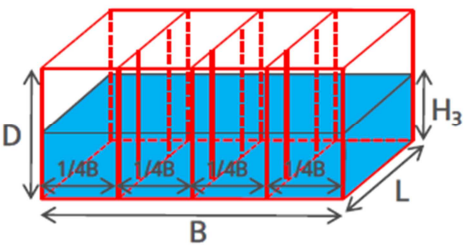
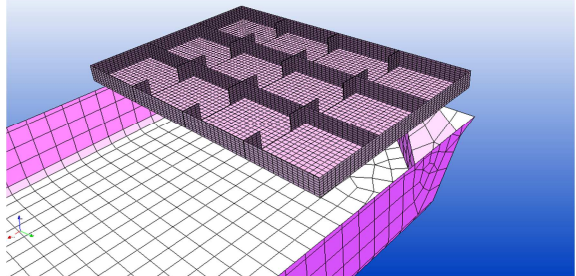
On observe que l'accord entre calcul numérique et expérience est excellent. Le calcul numérique est donc validé pour le calcul des efforts globaux que le liquide exerce sur les parois de la cuve anti-roulis et ce pour une géométrie « optimisée » de cuve anti-roulis [2].

4 Application à la tenue à la mer

L'objectif de cette section est d'appliquer le calcul des efforts dus aux cuves anti-roulis à l'équation couplée du mouvement (4), de résoudre cette équation et de comparer les mouvements obtenus avec ceux mesurés lors d'essais en bassin.

4.1 Cas d'étude

La configuration (navire + 3 cuves anti-roulis) étudiée est la suivante :

	
<p>Fig.6a : Maillage hydrodynamique du navire (carène + pont).</p>	<p>Fig.6b : Maillage hydrodynamique de la carène.</p>
	
<p>Fig.6c : Configuration des cuves anti-roulis avec 3 cloisons au quart, moitié et trois quart de la largeur.</p>	<p>Fig.6d : Emplacement et zoom sur le maillage hydrodynamique des 3 cuves anti-roulis (en enfilade) à l'arrière du navire.</p>

Les tailles des cuves ici considérées diffèrent de celles précédemment étudiées. C'est la raison pour laquelle de nouveaux calculs CFD ont été lancés spécialement pour cette configuration. Toutefois, la configuration générale étant la même (3 cloisons au quart, moitié et trois quarts de la largeur), la réponse de chacune de ces cuves anti-roulis est très proche de celle montrée précédemment. Par souci de place, nous ne montrons pas ces résultats.

4.2 Comparaison Expérience / CFD pour la RAO de roulis

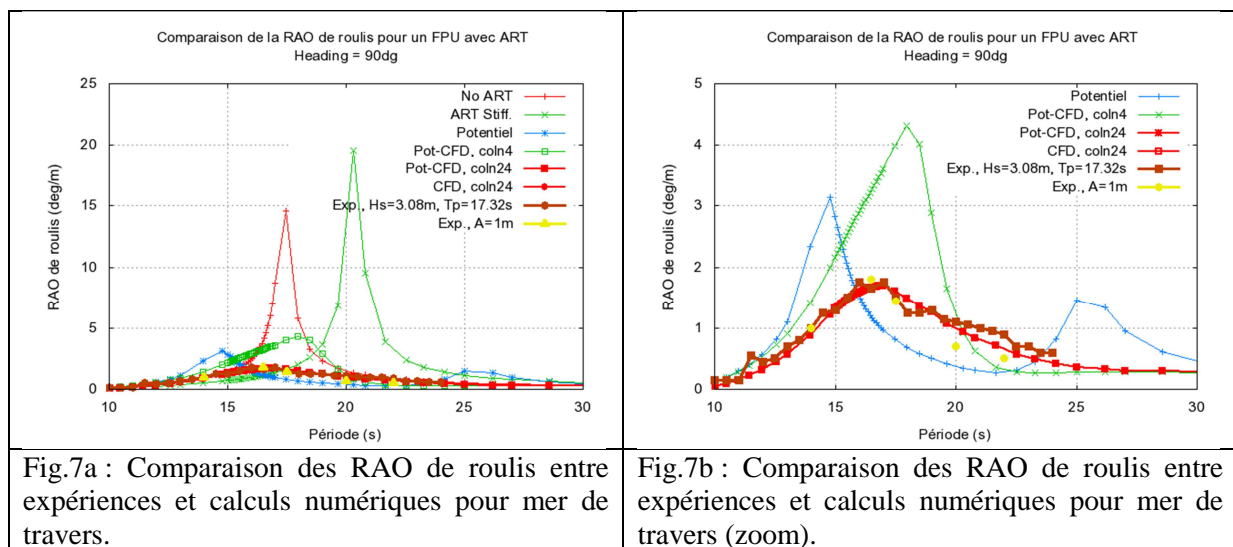
Dans cette section, nous comparons la RAO roulis obtenue par le calcul à celle mesurée lors d'une campagne d'essais en bassin. Dans la suite, les fonctions de transfert de roulis considérées correspondent aux cas suivants (mer de travers dans tous les cas) :

- Numérique (No ART) : calcul de tenue à la mer (potentiel) pour le navire. Le liquide dans les cuves anti-roulis est considéré comme solide,

- numérique (ART Stiff.): calcul de tenue à la mer (potentiel) pour le navire. Seul le rappel hydrostatique des cuves anti-roulis est considéré,
- numérique (Potentiel): calcul de tenue à la mer potentiel pour le système {navire + cuves}. Les effets dynamiques des cuves anti-roulis sont pris en compte (par le calcul potentiel). Le maillage hydrodynamique de ces cuves est illustré Fig.6d,
- numérique (Pot-CFD, coln4, section 2.4.1): calcul de tenue à la mer couplé potentiel-CFD avec mouvements de roulis forcés en CFD. L'angle de roulis forcé est égal à 2° (i.e. $\pm 2^\circ$),
- numérique (Pot-CFD, coln24): calcul de tenue à la mer couplé potentiel-CFD avec mouvements d'embarquée et de roulis forcés en CFD. L'amplitude forcée en embarquée est 1m (i.e. ± 1 m) et l'angle de roulis forcé est égal à 2° (i.e. $\pm 2^\circ$),
- expérience vagues régulières (Exp., A=1m, i.e. ± 1 m d'élévation de surface libre),
- expérience (Exp., Hs=3.08m, Tp=17.32s): vagues irrégulières. Le spectre de JONSWAP est considéré et Hs=3.08m, Tp=17.32s et $\gamma=3.3$,

Pour l'approche hybride qui combine calcul potentiel et CFD, le calcul des matrices $[D_{G_0}^{Re,1m}]$ dépend de l'amplitude des mouvements forcés (roulis \Rightarrow coln4 ou embarquée et roulis \Rightarrow coln24). Le choix de ces amplitudes est une hypothèse très forte car selon les amplitudes choisies, la fonction de transfert en roulis variera de façon conséquente. Ici, en nous basant sur les essais que nous connaissons à l'avance, nous avons choisi des amplitudes de mouvements forcés proches des résultats expérimentaux ($\pm 2^\circ$ pour le roulis et ± 1 m pour l'embarquée). Evidemment, cette méthode n'est pas applicable dans la pratique. Nous verrons comment y remédier dans les sections 5 et 6.

Les comparaisons de RAO de roulis pour toutes les configurations ci-dessus sont figurées ci-dessous :



Comme attendu, les RAO de roulis calculées sans prise en compte des effets dynamiques des cuves anti-roulis sont très éloignées de celles mesurées en bassin. Le calcul potentiel complet (avec cuves anti-roulis, HydroSTAR®) est nettement meilleur mais diffère toujours des résultats expérimentaux. Il est à noter qu'une étude de convergence a été menée sur le maillage hydrodynamique (Fig.6d), ceci afin de vérifier que la faible épaisseur des cloisons ne posait pas de problème pour le calcul potentiel.

Comme mentionné dans la section précédente, deux types de calculs couplés potentiel-CFD ont été étudiés : l'un avec mouvement de roulis forcé (CFD) l'autre avec mouvements d'embarquée et de roulis forcés (CFD), les autres coefficients venant du code potentiel. On observe que la seule prise en compte du mouvement de roulis forcé par la CFD ne suffit pas à obtenir une bonne comparaison avec l'expérience pour la RAO de roulis. Par contre, la prise en compte des mouvements d'embarquée et de roulis par la CFD permet d'obtenir une très bonne comparaison avec l'expérience pour la RAO de roulis. Ainsi, la prise en compte de mouvements forcés en embarquée et roulis est nécessaire pour obtenir de bons résultats. Comme nous l'avons déjà mentionné, ces bons résultats ont été obtenus en choisissant les amplitudes de mouvements forcés proches des résultats expérimentaux ($\pm 2^\circ$ pour le

roulis et $\pm 1m$ pour l'embarquée). Cette méthode n'étant pas applicable dans la pratique, nous verrons comment y remédier dans les sections 5 et 6.

Enfin, nous avons aussi effectué un calcul équivalent à celui présenté en 2.4.2 et figuré ci-dessus (Pot-CFD, coln24) mais sans y inclure les coefficients potentiels (i.e. les colonnes 1,3, 5 et 6). La différence par rapport au cas avec coefficients potentiels est négligeable. Ceci signifie donc que seuls les termes associés à l'embarquée et au roulis sont importants.

5 Angle effectif de gravité

Dans la section précédente, nous avons montré qu'une cuve anti-roulis répond en embarquée et en roulis. En nous basant sur les travaux de [1], nous démontrons ici que la cuve répond en fait à une grandeur unique (combinant embarquée, roulis et lacet) dénommée angle effectif de gravité (EGA).

5.1 Définition

La notion d'angle effectif de gravité (EGA) est introduite dans [1]. L'EGA a pour définition :

$EGA(t) = \arctan(\ddot{y}(t)/\ddot{z}(t))$	(11)
---	------

où $\ddot{y}(t)$ et $\ddot{z}(t)$ désignent respectivement l'accélération transversale (selon y') et l'accélération verticale selon z' dans le repère lié au navire (R'). Afin de respecter la dynamique de l'écoulement, la gravité est considérée comme une accélération verticale dirigée vers le haut dans le repère galiléen (R). Il faut en tenir compte dans le calcul de $\ddot{z}(t)$ comme montré ci-dessous.

5.1.1 Mouvement de roulis

Dans le cas d'un mouvement de roulis pur $\phi(t)$, nous avons dans (R'), $\ddot{y}(t) = g \sin(\phi(t))$ et $\ddot{z}(t) = g \cos(\phi(t))$, ce qui donne l'EGA suivant :

$EGA(t) = \arctan\left(\frac{g \sin(\phi(t))}{g \cos(\phi(t))}\right) = \phi(t)$	(12)
--	------

Dans le cas d'un mouvement de roulis pur, l'EGA se ramène donc à l'angle de roulis.

5.1.2 Mouvement d'embarquée

Dans le cas d'un mouvement d'embarquée pure $y(t) = y_0 \sin(\omega t)$, nous avons dans (R') pour accélérations transversale et verticale $\ddot{y}(t) = -\omega^2 y_0 \sin(\omega t)$ et $\ddot{z}(t) = g$, ce qui nous donne $EGA(t) = \arctan(-\omega^2 y_0 \sin(\omega t) / g)$. En linéarisant cette expression, on trouve la relation suivante entre amplitude d'embarquée pure et EGA :

$y_0 = \frac{-g EGA_0}{\omega^2}$	(13)
-----------------------------------	------

5.2 Comparaison embarquée/roulis pour un même EGA

Nous comparons ici la force transversale F_y et le moment M_x (dans (R'), le repère lié à la cuve) pour des mouvements d'embarquée pure et de roulis pur correspondant au même EGA (période $T=19.0s$)

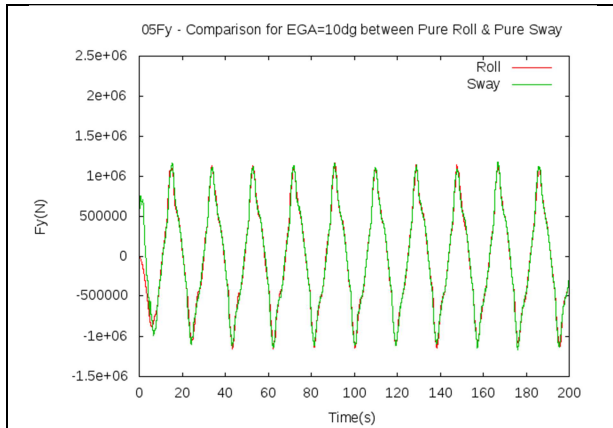


Fig.8a : Comparaison de F_y entre un mouvement d'embardeé pure et un mouvement de roulis pur correspondant au même EGA=10°, T=19.0s.

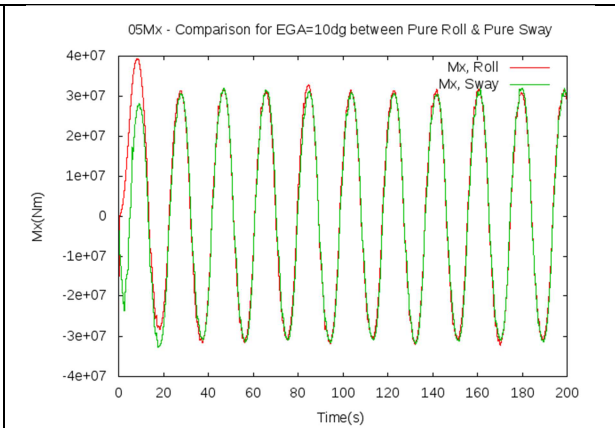


Fig.8b : Comparaison de M_x entre un mvt d'embardeé pure et un mvt de roulis pur correspondant au même EGA=10°. T=19.0s.

Il apparaît que (F_y , M_x) sont très proches pour des mouvements d'embardeé et de roulis purs correspondant au même EGA.

Afin de valider cette équivalence entre mouvements purs d'embardeé et de roulis correspondant au même EGA, des simulations systématiques portant sur les angles d'EGA {1°, 2°, 5°, 10°, 15°, 20°} et les périodes {11s, 13s, 15s, 17s, 19s, 20.3s, 20.8s, 21.7s, 22.5s, 25s, 27s, 30s} ont été menées.

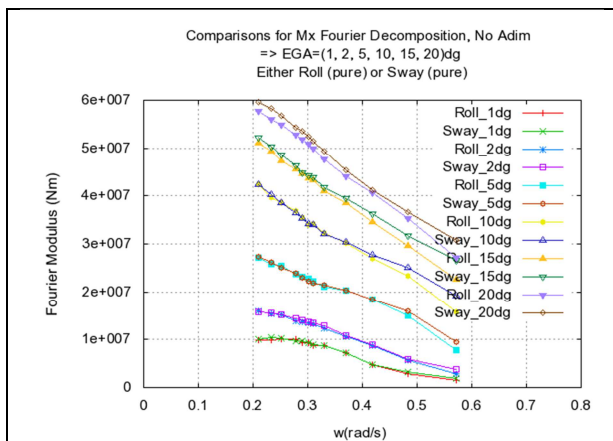


Fig.9a : Comparaison de M_x entre un mouvement d'embardeé pure et un mouvement de roulis pur correspondant au même EGA{1°, 2°, 5°, 10°, 15°, 20°} et pour 12 périodes allant de 11.0s à 30.0s.

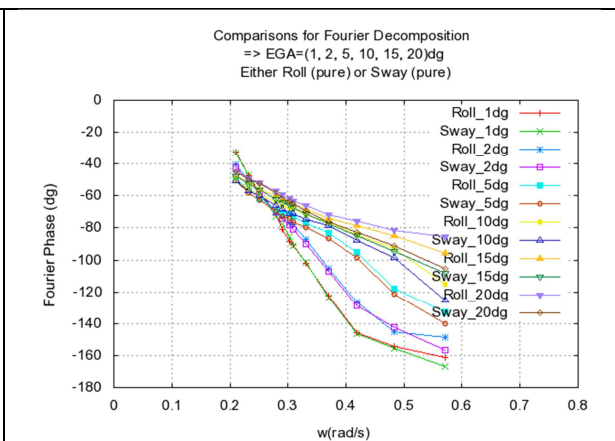
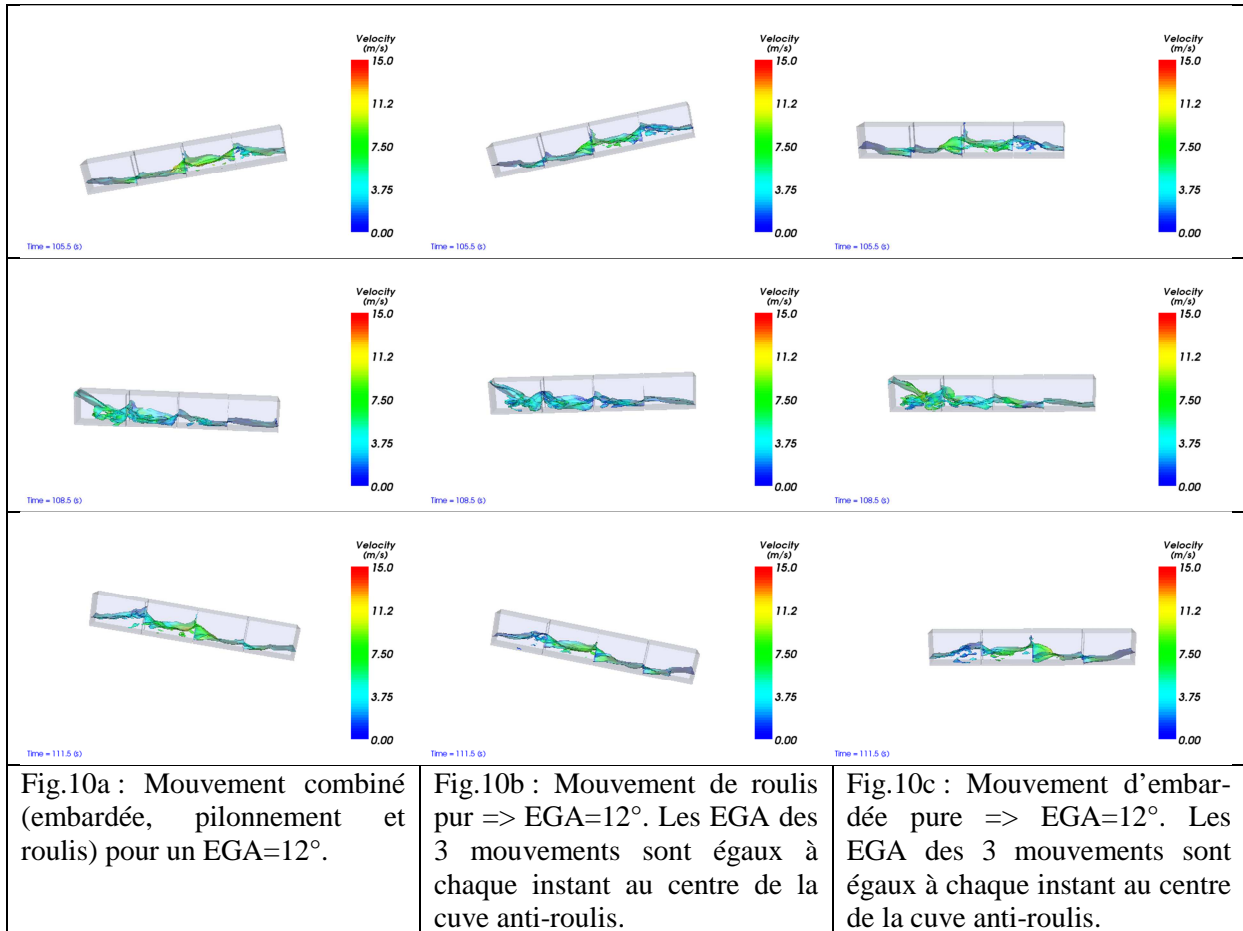


Fig.9b : Comparaison de la phase (M_x /mouvement) entre un mouvement d'embardeé pure et un mouvement de roulis pur correspondant au même EGA et pour 12 périodes allant de 11.0s à 30.0s.

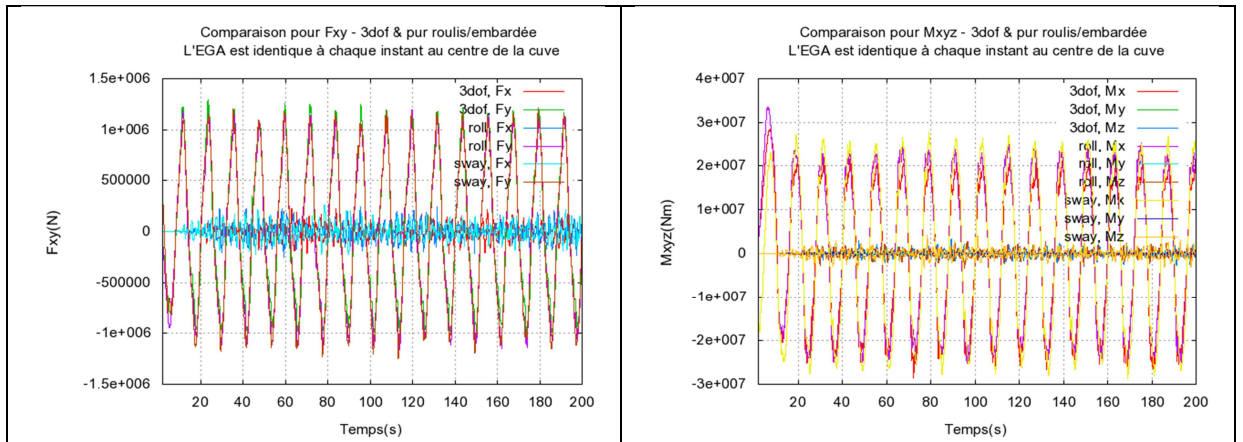
L'accord pour M_x entre ces mouvements d'embardeé pure et de roulis pur montre bien que l'EGA est bien une valeur pertinente à considérer pour la réponse des cuves « anti-roulis ». Cette validation (systématique pour la comparaison embardeé/roulis) se prolonge à la section suivante pour des mouvements transverses quelconques.

5.3 Validation pour des mouvements transverses quelconques

Afin de poursuivre la justification de la pertinence de l'EGA, nous ajoutons aux comparaisons précédentes un mouvement transverse combiné (embardeé + pilonnement + roulis) que nous comparons avec du roulis pur et de l'embardeé pure ; **ces 3 mouvements ont le même EGA au centre de gravité - au repos - de la cuve à chaque instant**. Une illustration de l'équivalence de ces 3 différents mouvements est illustrée ci-dessous par la figuration de l'écoulement qui est semblable pour chacune de ces 3 configurations (comparer les 3 écoulements sur une même ligne => même instant) :



Pour compléter ces résultats de surface libre équivalente, la force transverse F_y et le moment M_x sont comparés entre ces 3 mouvements différents (même EGA au centre de gravité de la cuve à chaque instant) sur la figure suivante :



On observe que l'accord entre les 3 mouvements tant pour F_y que pour M_x est excellent (dans le repère lié à la cuve). Tous ces résultats montrent bien que la réponse de la cuve (F_y , M_x) dépend bien d'une grandeur unique qu'est l'EGA.

6 Application de l'EGA au calcul de tenue à la mer

Dans cette section, nous expliquons comment appliquer les résultats montrés précédemment sur l'EGA à la résolution de l'équation de mouvement couplée (4) pour la prise en compte des cuves anti-roulis. Dans toute cette section, l'EGA est considéré au centre de gravité de la cuve.

6.1 Expression des forces dues aux cuves anti-roulis en fonction du mouvement

Le torseur d'efforts (essentiellement F_y et M_x), exprimé dans le repère lié à la cuve (R'), dû aux cuves anti-roulis peut s'écrire :

$\{\mathbf{F}_C^{Liq}\}_{R'} = \{\mathbf{F}_C^{ega}\}_{R'} EGA_C$	(14)
---	------

où $\{\mathbf{F}_C^{ega}\}_{R'}$ et EGA_C et désignent respectivement le torseur d'efforts dans le repère lié à la cuve adimensionnalisé par l'angle EGA et l'EGA au centre de gravité de la cuve (C). Pour utiliser les résultats relatifs à l'EGA, nous souhaitons tout d'abord exprimer l'EGA en fonction du mouvement au centre de gravité du navire G_0 et ensuite projeter le torseur des efforts de (R') (repère lié à la cuve) dans (R) (repère galiléen du problème de tenue à la mer).

6.1.1 EGA en fonction des mouvements au centre de gravité au repos G_0

L'EGA est fonction de l'accélération transversale et verticale au centre de la cuve (C) dans le repère lié au centre de la cuve. Afin d'exprimer l'EGA en fonction des mouvements au centre de gravité au repos G_0 dans le repère (R), nous procédons en deux étapes :

- passage du repère lié à la cuve (R') au repère galiléen (R) pour l'accélération en (C)
- passage de l'accélération au centre de la cuve (C) à l'accélération au centre de gravité (au repos) G_0 dans le repère (R)

En ne conservant que les grandeurs du 1^{er} ordre, nous obtenons la valeur suivante pour l'EGA ($EGA(t) \stackrel{\text{def}}{=} \arctan\left(\frac{\dot{y}(t)}{\dot{z}(t)}\right)$) linéarisé :

$EGA_C \stackrel{\text{lin}}{=} [B]\{\xi_{G_0}\}$ avec $[B] = \begin{bmatrix} 0 & \frac{-\omega^2}{g} & 0 & 1 + \frac{\omega^2 Z_C}{g} & 0 & \frac{-\omega^2 X_C}{g} \end{bmatrix}$	(15)
---	------

où $X_C = x(C) - x(G_0)$, $Y_C = y(C) - y(G_0)$ et $Z_C = z(C) - z(G_0)$.

6.1.2 Projection des forces de (R') dans (R)

On exprime $\{\mathbf{F}_C^{ega}\}_{R'}$ non plus dans le repère lié au navire (R') mais dans le repère (R) (repère galiléen du problème de tenue à la mer). Pour rester cohérent avec la démarche adoptée, nous ne conservons que les termes du 1er ordre. En notant $\{\mathbf{F}_C^{ega}\}_{R'} = (F_1 \dots F_6)$, on obtient finalement :

$\{\mathbf{F}_C^{ega}\}_{R} = [F]^T$ avec	(16)
$[F] = [F_1, F_2, F_3, F_4 + Y_C F_3 - Z_C F_2, F_5 + Z_C F_1 - X_C F_3, F_6 + X_C F_2 - Y_C F_1]$	

6.1.3 Synthèse

Au final, en combinant les équations (17) et (20), on trouve :

$\{\mathbf{F}_{G_0}^{Liq}\}_{R} = ([F]^T \cdot [B])\{\xi_{G_0}\}$	(17)
---	------

Donc à partir de l'EGA et des forces dues aux cuves anti-roulis calculées dans (R'), il est possible d'en déduire les forces dans le repère (R). Ce sont ces forces qui sont utilisées pour la résolution de l'équation couplée du mouvement (2) ou (4).

6.2 Application de l'EGA à une vague régulière

En appliquant les résultats précédents, **pour chaque valeur d'EGA** :

- Nous pouvons résoudre l'équation couplée du mouvement (4)
- Nous calculons les fonctions de transfert pour les 6 degrés de libertés
- Nous pouvons en déduire une fonction de transfert d'EGA (en utilisant la correspondance entre mouvements et EGA (17))

Pour que la méthode soit cohérente, il faut que l'EGA calculé au final corresponde à la valeur d'EGA prise initialement (Fig.12b). Pour un exemple particulier de navire avec cuves anti-roulis, cette méthode donne les résultats suivants :

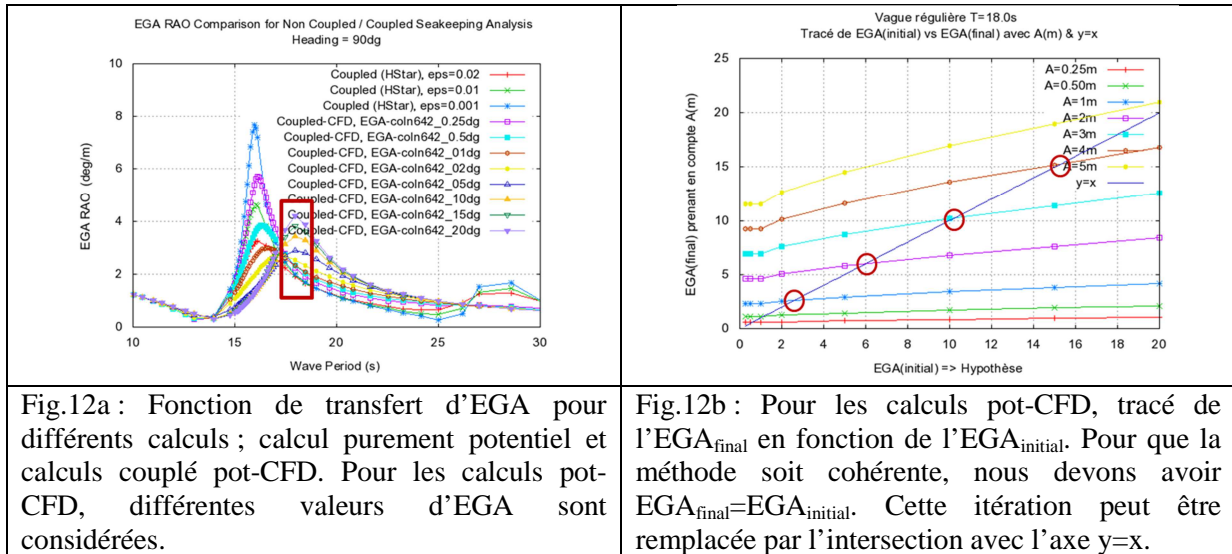


Fig.12a : Fonction de transfert d'EGA pour différents calculs ; calcul purement potentiel et calculs couplé pot-CFD. Pour les calculs pot-CFD, différentes valeurs d'EGA sont considérées.

Fig.12b : Pour les calculs pot-CFD, tracé de l'EGA_{final} en fonction de l'EGA_{initial}. Pour que la méthode soit cohérente, nous devons avoir EGA_{final}=EGA_{initial}. Cette itération peut être remplacée par l'intersection avec l'axe y=x.

Il est à noter que l'exemple choisi est différent de celui considéré dans la section 4. Pour cette configuration, il n'y a pas d'essai en bassin disponible. Toutefois, la même méthode que celle présentée ici sera appliquée au cas de la section 4 pour lequel nous avons des essais en bassin.

6.3 Explication du phénomène de saturation

Une autre façon de représenter les résultats précédents est de tracer l'EGA_{final} en fonction de l'amplitude des vagues (régulière). Ce tracé est figuré ci-dessous :

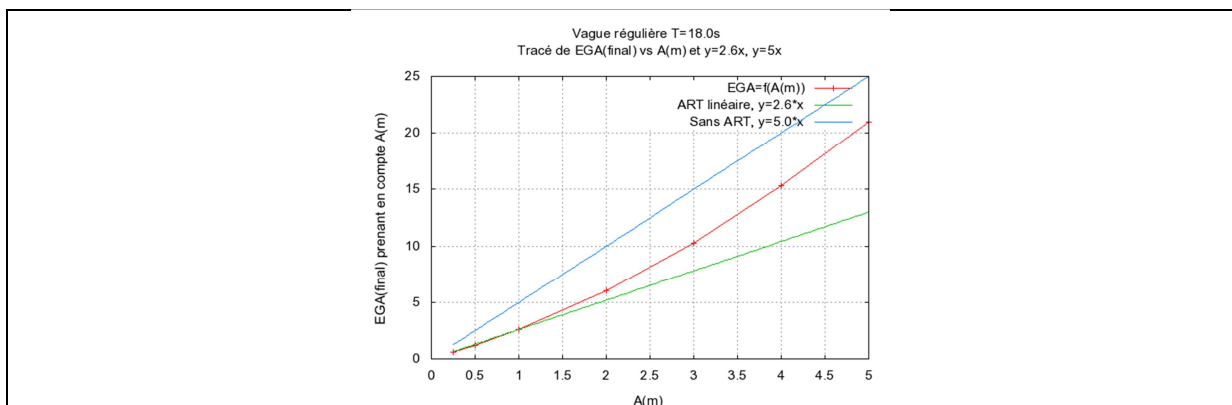


Fig.13 : En appliquant la méthode de la section précédente, nous figurons l'EGA en fonction de la hauteur de vagues (Fig.12b). La droite y=2.6x figure le comportement de l'EGA si les cuves anti-roulis avaient un comportement linéaire. La droite y=5.0x figure le comportement de l'EGA si il n'y avait pas de cuve anti-roulis.

Sur ce tracé, nous avons figuré la droite ($y=2.6x$) qui représente le comportement de l'EGA si les cuves anti-roulis avaient un comportement linéaire. Nous avons aussi représenté la droite ($y=5.0x$) pour figurer le comportement de l'EGA si il n'y avait pas de cuve anti-roulis.

Finalement, ce tracé montre qu'une cuve anti-roulis est plus efficace comparativement pour les petits angles de roulis que pour les plus grands angles (comportement de saturation). C'est la raison pour laquelle, les cuves anti-roulis doivent être aussi associées à des quilles anti-roulis réputées pour être plus efficaces aux grands angles de roulis.

7 Conclusion & Discussion

Dans ce papier, les cuves anti-roulis à surface libre sont étudiées. Ces cuves anti-roulis ont un comportement fortement non-linéaire qui est fonction tant de l'amplitude que de la période du mouvement. L'objectif de ce papier était de prendre en compte de manière cohérente ces cuves anti-roulis (et leurs non-linéarités associées) en utilisant une approche combinant d'une part le calcul CFD pour la réponse des cuves anti-roulis et d'autre part le calcul potentiel pour le problème de tenue à la mer.

Tout d'abord, nous avons présenté la formulation mathématique du problème couplé potentiel et CFD. Ensuite, nous avons validé le calcul CFD pour le calcul de la réponse d'une cuve anti-roulis (au design optimisé) en comparant nos résultats numériques à des mesures expérimentales. Puis nous avons appliqué ces calculs CFD (pour la réponse des cuves anti-roulis) au problème de tenue à la mer d'un navire équipé de telles cuves. Nous avons observé que des calculs de roulis forcés ne suffisaient pas à prédire une bonne fonction de transfert en roulis. Pour ce faire, il faut aussi inclure des calculs d'embarquée forcée. Les cuves anti-roulis répondent donc principalement aux mouvements d'embarquée et de roulis.

En nous basant sur les travaux de [1], nous introduisons l'angle effectif de gravité (EGA). Nous confirmons et étendons les résultats [1] pour toutes les valeurs réalistes d'EGA, en démontrant qu'une cuve anti-roulis répond bien à cette grandeur qu'est l'EGA. En effet, que cet angle soit obtenu avec un pur mouvement de roulis, d'embarquée pure ou un mouvement combinant embarquée et roulis, la cuve anti-roulis répondra de la même façon. Ensuite, en exprimant l'EGA en fonction des mouvements du navire, nous pouvons inclure ces résultats à notre équation couplée du mouvement. A chaque valeur d'EGA, nous pouvons en déduire une fonction de transfert d'EGA ce qui nous permet d'établir notre schéma d'itération. Finalement, en appliquant cette méthode à un cas particulier de vagues régulières, nous retrouvons bien le phénomène de saturation propre aux cuves anti-roulis. Les futurs travaux s'appliqueront à considérer des vagues irrégulières.

Références

- [1] Carette N. (2015). « *A study of the response to sway motions of free surface anti-roll tanks* ». In Proceedings of the World Maritime Technology Conference. Providence, RI, USA.
- [2] Faltinsen O.M. and Timokha A.N. (2009) : « *Sloshing* ». Cambridge University Press.
- [3] Jasak H. (1996) : « *Error analysis and estimation for the Finite Volume method with applications to fluid Flow* ». PhD thesis, Imperial College, University of London.
- [4] Jasak H., Weller H. G. and Nordin N. (2004) : « *In-cylinder cfd simulation using a c++ object-oriented toolkit* ». Int. J. Num. Meth. Engineering.

- [5] Lee G. J. (2014) : « *Moment of inertia of liquid in a tank* ». Int. J. Nav. Archit. Ocean Eng.
- [6] Lee S., Jung M-K., Lee H-H., Huh D-B., and Lew J-M. (2015) : « *An Application of a Free Surface Type Anti-Rolling Tank on Ultra Large Container Ships* ». 15th ISOPE Conference, Hawaii, USA.
- [7] Malenica Š., Zalar M. and Chen X.B. (2003) : « *Dynamic coupling of seakeeping and sloshing* ». 13th ISOPE Conference, Honolulu, USA.
- [8] Molin B. (2002) : « *Hydrodynamique des Structures Offshore* ». Editions TECHNIP.
- [9] Watts P. (1883) : « *On a method of reducing the rolling of ships at sea* ». In Proceedings of Royal Institution of Naval Architects.
- [10] HydroSTAR® for Experts, v.7.25 (BUREAU VERITAS)
- [11] OpenFOAM, v3.0.0, www.openfoam.org