



**EFFET DE LA PROFONDEUR LIMITEE SUR LA  
RESISTANCE A L'AVANCEMENT ET L'ENFONCEMENT  
DYNAMIQUE D'UNE BARGE FLUVIALE**

***EFFECT OF SHALLOW WATER ON SHIP RESISTANCE  
AND SQUAT OF AN INLAND VESSEL***

**F. LINDE\*†, A. OUAHSINE\*, P. SERGENT† AND N. HUYBRECHTS\*†**

\*Laboratoire Roberval, UMR CNRS 7337

Université de Technologie de Compiègne, Centre de Recherches de Royallieu, CS 60319, 60203  
Compiègne Cedex, FRANCE

*florian.linde@cerema.fr*

†DTecEMF, CEREMA

134 rue de Beauvais - CS 60039, 60280 Margny Lès Compiègne

**Résumé**

L'amélioration des performances énergétiques du transport fluvial nécessite d'être capable de modéliser correctement les efforts s'opposant au mouvement d'un bateau fluvial en milieu confiné. Cette étude s'intéresse à l'effet de la profondeur limitée sur la résistance à l'avancement et l'enfoncement dynamique d'une barge fluviale. Un modèle numérique 3D a été développé afin de calculer le sur-enfoncement et le tangage puis d'en déduire la résistance à l'avancement. Les résultats obtenus avec ce modèle sont comparés avec des essais expérimentaux réalisés en bassin de traction. Par la suite, ce modèle sera testé dans des configurations de milieu confiné (profondeur et largeur de canal).

**Summary**

In order to improve the energetic efficiency of inland navigation, it is necessary to accurately predict forces acting on ship sailing in confined waters. This study focuses on the effect of shallow water on the resistance and squat of an inland vessel. A 3D numerical model has been developed in order to calculate ship sinkage and trim and then evaluate ship resistance. The results obtained with this model are compared with experimental results carried out in towing tank. It is expected that this model will be further tested in confined channels configuration (limited water depth and breadth).

## I – Introduction

Lorsqu'un bateau navigue dans un milieu confiné tel qu'un port, un canal ou une rivière, les phénomènes hydrodynamiques en jeu sont fondamentalement différents de ceux rencontrés en milieu infini. Le bateau chasse l'eau devant sa proue ce qui crée une zone de haute pression ainsi qu'une zone de dépression à la poupe. Le vide créé à l'arrière par la dépression entraîne un écoulement de l'eau provenant de toutes les directions afin de le combler. De plus, les propulseurs du bateau aspire une grande quantité d'eau sous la quille et la rejette dans la direction opposée au mouvement du bateau. L'ensemble de ces phénomènes créent une accélération de l'écoulement autour du bateau qui elle même crée une dépression sous la quille. Cette dépression a deux principales conséquences : un abaissement du plan d'eau autour du bateau et un surenfoncement du bateau dû à l'apparition d'une force verticale orientée vers le bas. De plus, la modification du champs de pression le long de la coque du bateau crée un moment selon l'axe transversal du navire et provoque son tangage vers l'avant ou l'arrière. Ces phénomènes hydrauliques ont un impact direct sur la résistance à l'avancement du bateau : l'accélération de l'écoulement autour du bateau provoque une augmentation des frottements le long de la coque, et le surenfoncement augmente le volume d'eau que le bateau doit pousser pour avancer.

La résistance à l'avancement en milieu infini a souvent été étudiée par le passé à l'aide d'essais en bassin de traction avec des modèles réduits. Les résultats de ces tests ont été utilisés afin de développer des modèles empiriques permettant de prédire la résistance à l'enfoncement en milieu fini [5, 8, 7]. Avec l'augmentation des moyens de calculs et le développement de nouvelles méthodes numériques, l'utilisation de la CDF (Computational Fluid Dynamic) pour l'étude de la résistance à l'avancement en milieu infini a connu un intérêt croissant. Stern et al. [17] a présenté les dernières avancées en matière de mécanique numérique des fluides appliquée à l'hydrodynamique navale; tandis que le 6<sup>e</sup> workshop sur l'hydrodynamique navale numérique ayant eu lieu à Gothenburg en 2010 [11] a permis de compiler les résultats de 33 participants sur 18 cas test en milieu infini et a notamment conclu que l'erreur moyenne pour la prédiction de la résistance était quasiment nulle pour l'ensemble des cas testés.

En milieu peu profond, à l'approche de la vitesse critique de Schijf [15], les effets de squats deviennent très importants et la résistance à l'avancement augmente de façon très importante [2]. Briggs (2006) [1] a résumé les principales formules empiriques permettant de prédire l'enfoncement du bateau. Les deux méthodes empiriques les plus utilisées afin de prédire la résistance à l'avancement en milieu peu profond sont celles de Schlichting [16] et Lackenby [10] qui consistent toutes les deux à utiliser les formules du milieu infini avec un coefficient correcteur pour la vitesse.

Le phénomène de squat a également été étudié à l'aide de méthodes numériques. Diverses approches ont été utilisées afin de prédire l'enfoncement parmi lesquelles la méthode des éléments de frontière BEM (Boundary Element Method) [6], la théorie de Tuck [4], la mécanique des fluides numérique (CFD) [20], ainsi que des modèles mathématiques [12]. La plupart de ces méthodes sont basées sur le calcul des champs de vitesse et pression autour de la coque afin d'évaluer les forces hydrodynamiques et de calculer un déplacement vertical et un angle de tangage en appliquant le principe d'Archimède (le bateau reste fixe et sa position n'est pas actualisée). Il existe également des modèles éléments finis 3D basés sur un couplage itératif entre un modèle hydrodynamique et un modèle d'équilibre structure [3] dans lesquels la position du bateau est actualisée ce qui permet de prendre en compte la modification de l'écoulement induite par le squat.

Les études numériques s'intéressant à la prédiction de la résistance à l'avancement

en milieu peu profond et confiné sont beaucoup moins nombreuses que celles concernant l'enfoncement. La plupart de celles-ci se basent sur la résolution des équations de Navier-Stokes moyennées au sens de Reynolds (RANS) et la méthode VOF (Volume of Fluid) pour la capture de la surface libre [19, 18, 14]. Cependant, dans aucune de ces études, l'enfoncement et le tangage du bateau sont modélisés, avec pour conséquence un non prise en compte de l'enfoncement dans le calcul des efforts hydrodynamiques.

En général, le calcul de la résistance et de l'enfoncement dynamique sont souvent dissociés ; les modèles numériques prédisant l'enfoncement dynamique résolvent les équations de fluide non visqueux (Euler) et ne permettent donc pas de calculer la résistance à l'avancement ; tandis que les modèles de calcul de la résistance à l'avancement ne prennent pas en compte l'enfoncement dynamique dans leur calcul. Cet article propose donc de présenter une méthode de calcul de la résistance à l'avancement d'un bateau en milieu confiné, prenant en compte l'enfoncement dynamique et le tangage ainsi que les effets visqueux du fluide.

## II – Formulation théorique du problème

### II – 1 Modèle fluide

Les équations modélisant l'écoulement du fluide sont les équations de Navier-Stokes moyennées au sens de Reynolds :

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + F_i + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j}(\sigma_{ji} + R_{ji}) \quad (2)$$

où  $x_i$  désigne la  $i^{\text{ème}}$  ( $i=1,2,3$ ) composante du système de coordonnées fixe,  $\rho$  est la masse volumique du fluide,  $u_i$  est la vitesse moyenne,  $p$  est la pression moyenne,  $F_i$  est la valeur moyenne des forces extérieures,  $\sigma_{ji} = \mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})$  est la contrainte moyenne de cisaillement,  $\mu$  est la viscosité cinématique du fluide et  $R_{ji} = -\overline{\rho u'_i u'_j}$  est le tenseur de Reynolds. Afin de clore le système d'équation, le modèle de turbulence SST  $\kappa - \omega$  [13] est utilisé.

### II – 2 Modèle solide

La coque du bateau est considérée comme un solide indéformable. Les équations mécaniques régissant le mouvement du solide sont alors (écrites au centre de gravité) :

$$m \vec{a}_G = \sum \vec{F} \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt}(I_G \cdot \vec{\omega}_G) = \sum \vec{M}_G \quad (4)$$

où  $m$  est la masse du solide,  $\vec{a}_G$  est l'accélération du solide,  $\sum \vec{F}$  est la somme des forces extérieures s'exerçant sur le solide,  $I_G$  est le moment d'inertie du solide,  $\vec{\omega}_G$  est le vecteur de rotation instantané et  $\sum \vec{M}_G$  est la somme des moments s'exerçant sur le solide.

## III – Résolution numérique

### III – 1 Équations fluide

Les équations fluides (équation (1) et équation (2)) sont résolues à l'aide du logiciel ANSYS Fluent. Ce solveur repose sur la méthode des volumes finis afin de construire la discrétisation en espace des équations de transport. Le couplage vitesse-pression est résolu avec la méthode itérative SIMPLE. Le modèle multiphasique utilisé pour la capture de la surface libre et des ondes de batillage [9] est le modèle VOF (Volume Of Fluid). La discrétisation spatiale des termes de convection est réalisée à l'aide d'un schéma Upwind du 2<sup>e</sup> ordre. La figure 1 ci-dessous présente le domaine modélisé ainsi que le maillage associé.

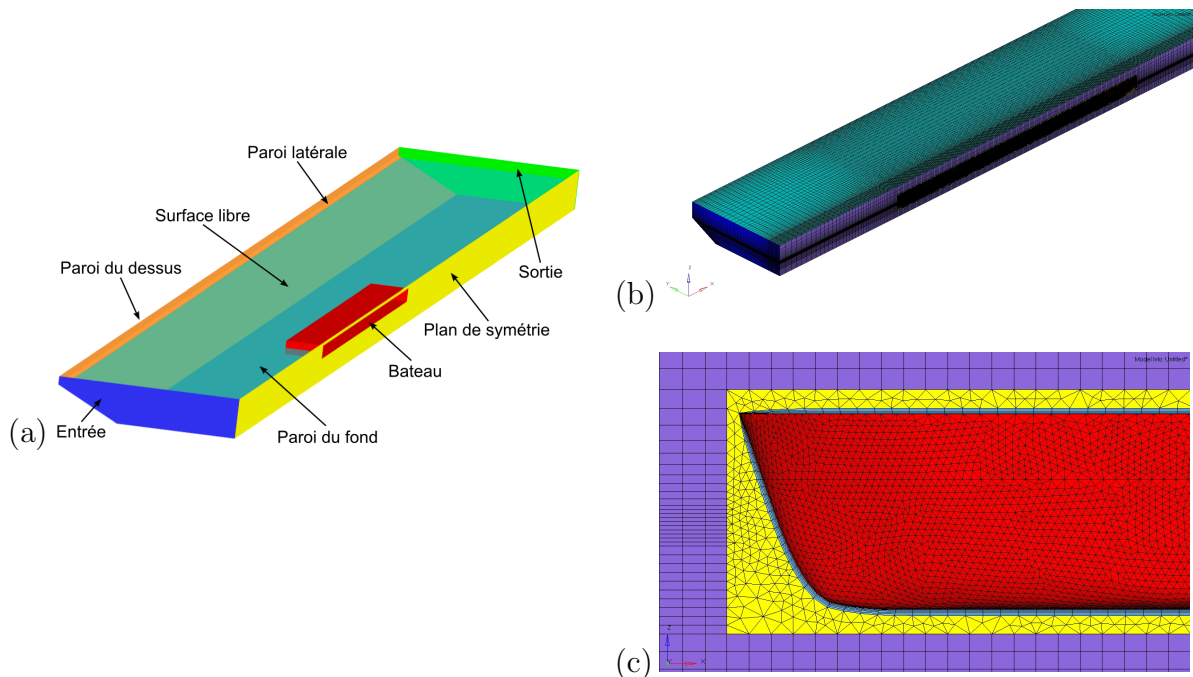


Figure 1 – Domaine modélisé et maillage associé : (a) représentation schématique du domaine modélisé avec les frontières, (b) maillage du domaine avec densité plus importante du maillage sur la surface libre et au niveau du bateau, (c) "boîte" avec maillage irrégulier et maillage de type couche limite autour du bateau

A l'entrée et à la sortie du domaine, des conditions de pression sont imposées ; sur la paroi latérale, la paroi du fond et la coque du bateau, une loi de paroi avec condition de non glissement a été utilisée ; enfin sur le plan de symétrie et la paroi du dessus, une condition de symétrie a été fixée. Le maillage du domaine est constitué d'environ 1.5 millions d'éléments. Sur l'ensemble du domaine un maillage structuré est utilisé excepté autour du bateau où le maillage est composé d'éléments non structurés afin de pouvoir effectuer le remaillage lors de l'actualisation de la position du bateau. Un maillage couche limite est également utilisé autour de la coque du bateau.

### III – 2 Équations du mouvement solide

Une des techniques classiquement utilisée pour trouver la position d'équilibre du navire est de résoudre les équations de mouvement solide (équation (3) et équation (4)) dans le temps et attendre que le bateau ait atteint sa position d'équilibre. Cela nécessite donc

de modéliser le régime transitoire et les oscillations du bateau autour de sa position d'équilibre. Cependant, cette étude ne s'intéresse qu'à la position d'équilibre et au régime permanent. Les équations à résoudre sont donc les suivantes :

$$F_z = (\vec{P} + \vec{F}_f) \cdot \vec{e}_z = \left( \iint_S -p \vec{n} + \iint_S \boldsymbol{\sigma} \cdot \vec{n} dS - m \vec{g} \right) \cdot \vec{e}_z = 0 \quad (5)$$

$$M_{Gy} = \left( \int_S \vec{r} \wedge (-p \vec{n} + \boldsymbol{\sigma} \cdot \vec{n}) \right) \cdot \vec{e}_y = 0 \quad (6)$$

où  $F_z$  et  $M_{Gy}$  sont respectivement la projection des forces sur l'axe  $\vec{e}_z$  et des moments sur l'axe  $\vec{e}_y$ ,  $\vec{P}$  est le poids du navire,  $\vec{F}_f$  est la force exercée par le fluide sur le bateau se décomposant en la somme des forces de pression et des forces visqueuses,  $p$  est la pression,  $\boldsymbol{\sigma}$  est le tenseur des forces visqueuses,  $\vec{n}$  est le vecteur normal à la surface de la coque,  $\vec{g}$  est l'accélération de la pesanteur et  $\vec{r} = \overline{GM}$  est le vecteur position.

Afin de résoudre ce système de deux équations non linéaire, une méthode itérative de Newton a été utilisée. Soit  $X^N = \begin{pmatrix} z^N \\ \theta^N \end{pmatrix}$  le vecteur position du centre de gravité du bateau par rapport à un repère fixe et  $G(X^N) = \begin{pmatrix} F_z(X^N) \\ M_{Gy}(X^N) \end{pmatrix}$  une fonction dont les composantes sont la somme des forces verticales et des moments transversaux calculés à la position  $X^N$  du bateau et que l'on cherche à annuler. L'itération de l'algorithme de Newton est alors donnée par :

$$X^{N+1} = X^N - J^{-1}(X^N)G(X^N) \quad (7)$$

où  $J^{-1}$  est l'inverse de la matrice Jacobienne définie par l'équation suivante :

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial F_z}{\partial z} & \frac{\partial F_z}{\partial \theta} \\ \frac{\partial M_{Gy}}{\partial z} & \frac{\partial M_{Gy}}{\partial \theta} \end{pmatrix} \quad (8)$$

Or comme l'expression des forces et des moments n'est pas "déterminée" (ces quantités sont calculées par Fluent), il n'est pas possible de calculer le jacobien directement. Celui-ci est donc calculé par différences finies :

$$J(X^N) = \begin{pmatrix} \frac{F_z(z^N + dz_0, \theta^N) - F_z(z^N, \theta^N)}{dz_0} & \frac{F_z(z^N, \theta^N + d\theta_0) - F_z(z^N, \theta^N)}{d\theta_0} \\ \frac{M_{Gy}(z^N + dz_0, \theta^N) - M_{Gy}(z^N, \theta^N)}{dz_0} & \frac{M_{Gy}(z^N, \theta^N + d\theta_0) - M_{Gy}(z^N, \theta^N)}{d\theta_0} \end{pmatrix} \quad (9)$$

où  $dz_0$  et  $d\theta_0$  sont respectivement des petites variations d'enfoncement et d'angle de tangage.

### III – 3 Interaction fluide-structure

Le modèle fluide et le modèle solide sont couplés de la manière suivante : la résolution des équations fluide permet de calculer le torseur des forces qui s'exercent sur la coque du bateau, à partir de la valeur de ce torseur, l'itération de l'algorithme permet d'actualiser la position du bateau, et les équations fluides sont de nouveau résolues. Ce couplage itératif est schématisé par la figure 2.

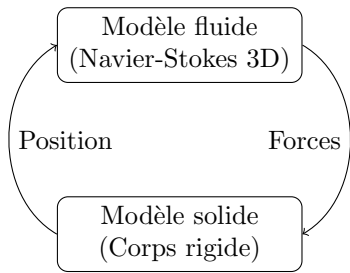


Figure 2 – Couplage fluide-structure du modèle

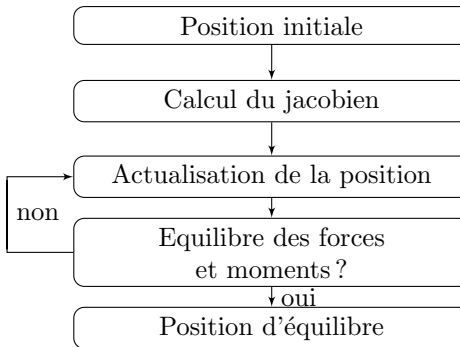


Figure 3 – Diagramme présentant le processus de résolution numérique

Le jacobien étant calculé par différence finies ; cela implique donc d'évaluer le torseur des forces en 3 positions :  $(z^N, \theta^N)$ ,  $(z^N + dz_0, \theta^N)$  et  $(z^N, \theta^N + d\theta_0)$ . De plus, après chaque changement de position du bateau, la solution du problème fluide est déstabilisée et il faut attendre un certain nombre d'itération  $n$  de résolution des équations fluides avant de retrouver une solution stable et pouvoir de nouveau changer la position du bateau. Pour ces raisons, le calcul du jacobien s'avère très coûteux en temps de calcul, et afin d'optimiser les temps de calcul, il a été choisi d'utiliser une méthode de quasi-Newton où le jacobien est gardé constant pendant tout le processus itératif. La rapidité de convergence des deux méthode a été comparée et il a été montré que la méthode de quasi-Newton converge plus rapidement que la méthode de Newton mais nécessite plus d'itérations  $N$  de l'algorithme de quasi-Newton. Le processus de résolution numérique du problème est schématisé dans la figure 5.

## IV – Mesures expérimentales

En collaboration avec l'Université de Liège, des mesures expérimentales en laboratoire (financées par le CEREMA) ont été réalisées au bassin de traction du laboratoire ANAST en 2013. Trois maquettes ont été testées à l'échelle 1/25 : un automoteur de 135 m et deux convois de 104.5 et 181m composés d'une barge et d'un ou deux pousseurs. Les essais comportaient de nombreux passages afin de tester différents phénomènes, tels que la largeur de la section, la hauteur d'eau, le décentrage du bateau, le croisement avec un autre bateau ou encore le passage entre des piles de pont. Les maquettes, étaient reliées à une balance à 6 composantes permettant de mesurer les forces et les moments dans les trois dimensions. Des capteurs de dérive, d'enfoncement et d'assiette complétaient le système de mesure. Cette étude s'intéresse à l'influence de la hauteur d'eau sur les efforts s'exerçant sur le bateau. Les configurations modélisées sont résumées dans le tableau 1 ci-dessous.

TABLEAU 1 – Configurations modélisées

Config.	$\nabla$ [kg]	<b>H</b> [m]	<b>T</b> [m]	<b>H/T</b> [-]	<b>V</b> [m/s]	<b>Vcr</b> [m/s]
1 - chargée	223.79	0.18	0.1	1.8	0.33-0.67	0.84
2 - chargée	223.79	0.24	0.1	2.4	0.44-0.89	1.03
3 - légère	80.07	0.18	0.04	4.5	0.44-0.89	1.17

$\nabla$ =Déplacement, H=Hauteur d'eau, T=Tirant d'eau, V=Vitesse, Vcr=Vitesse critique de Schijf [15]

Lors de ces essais, le centre de rotation du bateau ne se trouvait pas au centre de gravité mais au point de fixation F entre le charriot et le bateau, comme indiqué sur le schéma figure 4. En conséquence, la position d'équilibre n'est plus définie par le torseur des forces nul au centre de gravité mais au point de fixation. Pour cela, il faut donc prendre en compte le moment  $M_{Py} = mgd$  créée par le poids (nul au centre de gravité), où  $d = \overrightarrow{FG} \cdot \vec{e}_x$  est le bras de levier.

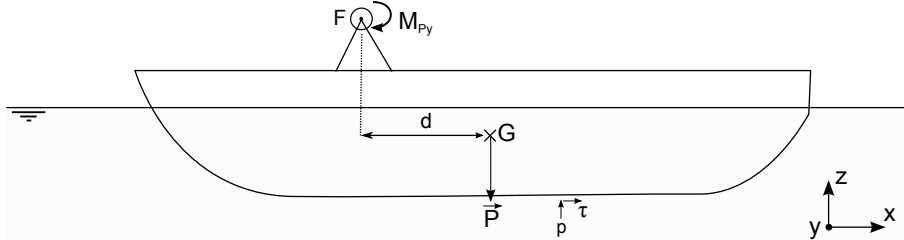


Figure 4 – Schéma représentant la fixation entre le charriot de traction et le bateau au point F

## V – Résultats et discussion

### V – 1 Convergence de l'algorithme de quasi-Newton

La figure 5 ci-dessous illustre la convergence de l'algorithme de quasi-Newton dans la configuration 1 pour la vitesse  $V=0.56$  m/s.

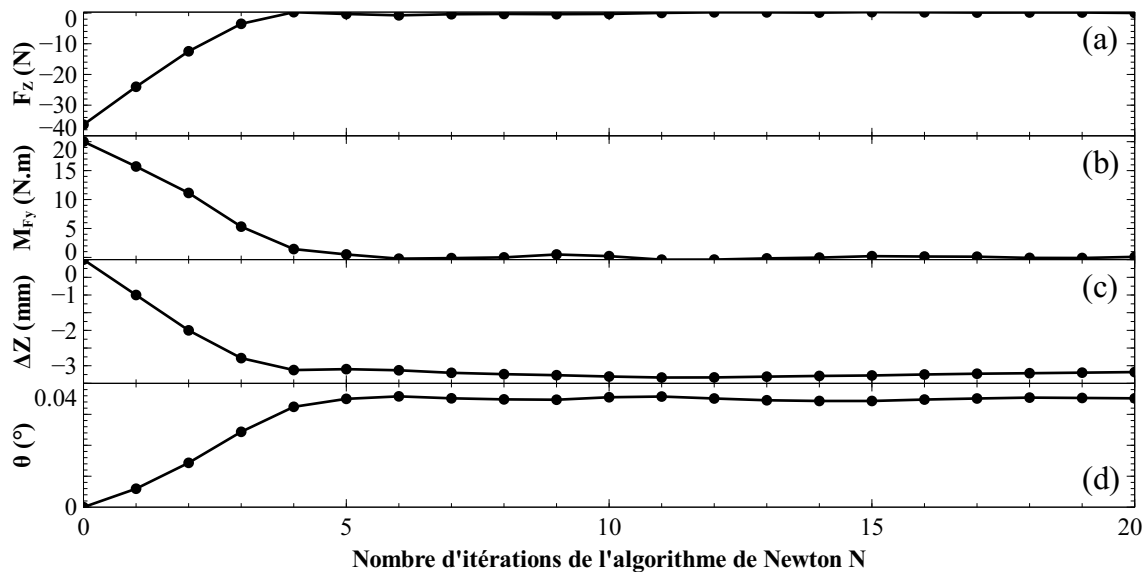


Figure 5 – Convergence de l'algorithme de quasi-Newton dans la configuration 1 pour la vitesse  $V=0.56$  m/s : (a) évolution de la somme des forces verticales  $F_z$ , (b) de la somme des moments transversaux  $M_{Fy}$ , (c) de l'enfoncement du bateau  $\Delta Z$  et (d) de l'angle de tangage  $\theta$ )

Pour cette configuration, la position d'équilibre est atteinte après 20 itérations de l'algorithme de quasi-Newton. Le critère d'arrêt de l'algorithme fixé est  $F_z < 0.1$  N et  $M_{Fy} < 0.1$  N.m. Afin d'éviter les erreurs de remaillage obtenues pour des amplitudes de mouvement trop importantes, celles-ci sont limitées à une variation maximale de 1 mm en hauteur et  $0.01^\circ$  en angle de rotation (la direction de descente étant conservée).

## V – 2 Effet du confinement vertical et comparaison aux mesures expérimentales

La figure 6 ci-dessous présente la comparaison des résultats numériques obtenus avec enfoncement et tangage (2 DDL) avec les résultats expérimentaux pour les 3 configurations.

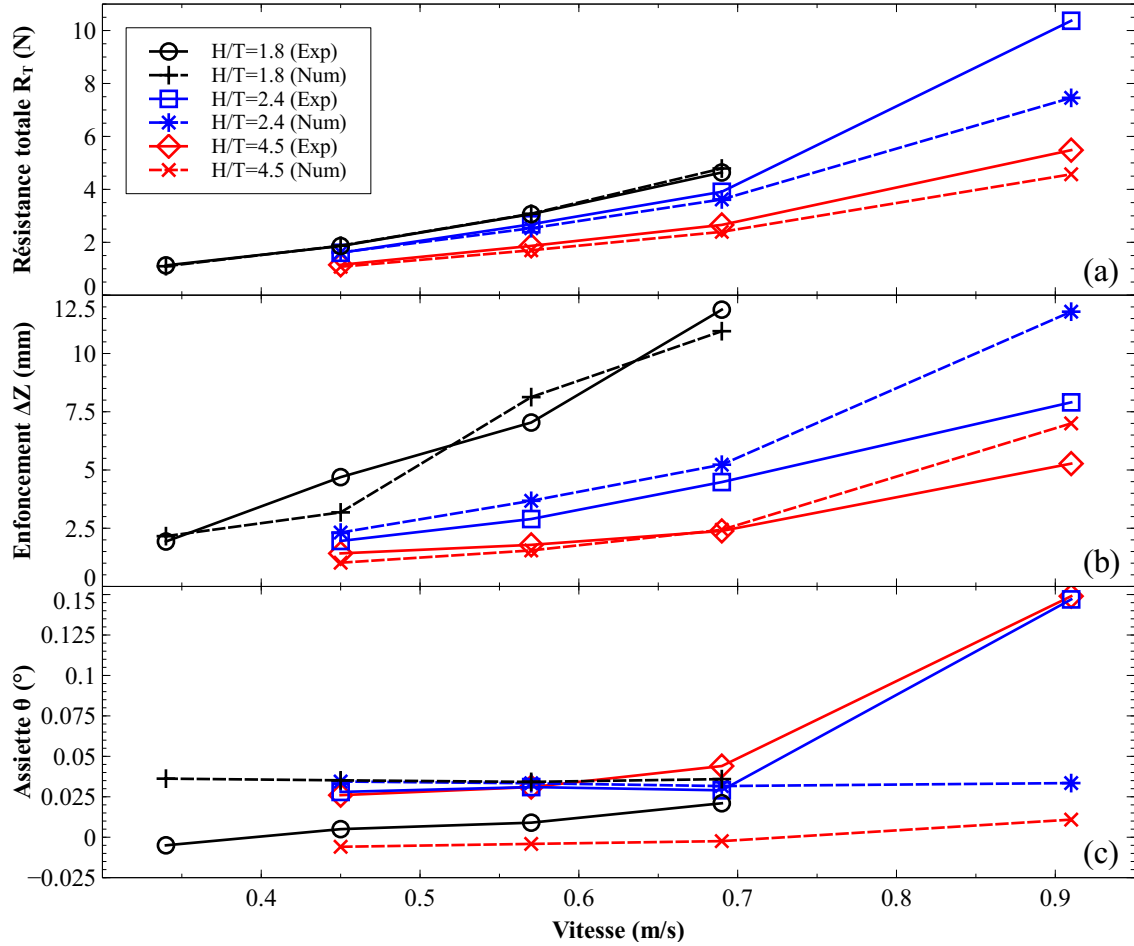


Figure 6 – Comparaison des résultats numériques (2 DDL) avec les résultats expérimentaux pour les 3 configurations : (a) évolution de la résistance totale à l’avancement  $R_T$ , (b) de l’enfoncement  $\Delta Z$  et (c) de l’angle de tangage  $\theta$  en fonction de la vitesse

Les résultats expérimentaux montrent que la résistance à l’avancement, l’enfoncement et l’assiette augmentent avec le confinement. De plus, l’enfoncement semble plus sensible au confinement horizontal que la résistance à l’avancement. En effet, pour  $H/T=1.8$ , l’enfoncement semble augmenter de façon plus importante que la résistance en fonction de la vitesse. Afin de confirmer cette tendance, il faudrait par exemple comparer l’évolution de  $\frac{\Delta Z}{T}$  et  $\frac{R_T - R_\infty}{R_\infty}$  où  $R_\infty$  est la valeur de la résistance en milieu infini. Cependant, aucune mesure n’ayant été effectuées en milieu infini, cette comparaison ne peut pas être effectuée ici. Enfin, pour les vitesses inférieures à 0.7 m/s, l’assiette reste relativement constante et de faible amplitude puis au delà de cette vitesse augmente rapidement.

La comparaison entre les résultats numériques et les mesures expérimentales montre que pour les vitesses inférieures ou égales 0.7 m/s, le modèle prédit correctement la résistance et l’enfoncement du bateau. Pour  $H/T=1.8$ , la courbe de résistance calculée est confondue avec celle mesurée. Cependant, pour la vitesse de 0.89 m/s, le modèle sur-estime l’enfoncement du bateau mais sous-estime la résistance à l’avancement. De plus,



pour cette vitesse, l'erreur augmente en fonction du confinement. En ce qui concerne l'assiette, le modèle n'arrive pas à reproduire le comportement du bateau, ce qui ne semble pas forcément important pour les vitesses inférieures ou égales à 0.7 m/s puisque ces valeurs restent relativement faibles. Par contre, cela pourrait avoir plus d'importance sur les résultats pour la vitesse de 0.89 m/s compte-tenu des valeurs d'assiette qui semblent non négligeables.

L'erreur importante constatée pour la vitesse de 0.89 m/s pourrait s'expliquer par le fait que le modèle n'arrive pas à retrouver l'angle de tangage. Une autre piste envisagée serait que le champ de pression pour cette vitesse n'est pas correctement reproduit et serait sous-estimé, ce qui aurait pour conséquence une surestimation de l'enfoncement et éventuellement une sous-estimation de la résistance (les forces de pression seraient sous-estimées). Cette éventuelle erreur sur le champ de pression pourrait provenir d'un maillage pas assez dense entre la coque et le fond du canal.

L'erreur concernant la prédiction de l'assiette pourrait provenir d'une mauvaise estimation de la constante  $M_{Py}$  qui est elle-même très sensible à la distance  $d$  du bras de levier. Ainsi une erreur de 1 cm sur la mesure de cette distance crée une différence de moment  $\Delta M$  de 22 N.m, ce qui changerait totalement les résultats obtenus pour l'angle de tangage. Une éventuelle solution à ce problème pourrait être de caler cette valeur numériquement en donnant la position d'équilibre du bateau mesurée expérimentalement au modèle numérique et ainsi en déduire  $M_{Py}$ . Il est à noter que dans la réalité, le bateau tanguant autour de son centre de gravité, il n'est pas nécessaire de calculer cette constante.

### V – 3 Effet du tangage sur les résultats numériques

La figure 7 ci-dessous présente une comparaison entre les résultats obtenus avec enfoncement uniquement (1 DDL) et ceux obtenus avec enfoncement et tangage (2 DDL).

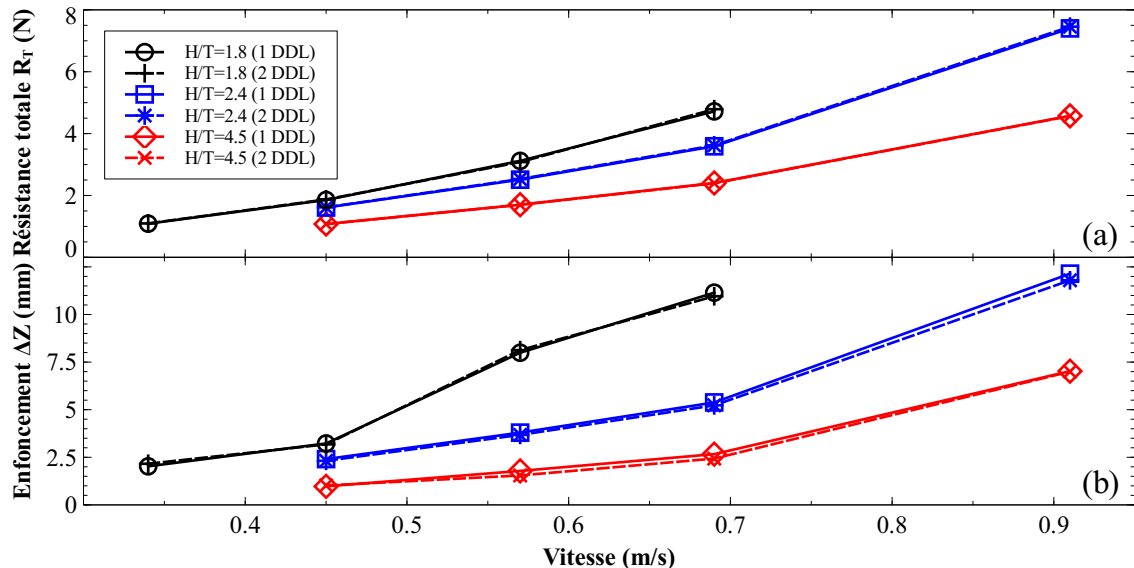


Figure 7 – Comparaison des résultats numériques obtenus avec 1 DDL et 2 DDL : évolution (a) de la résistance totale à l'avancement  $R_T$  et (b) de l'enfoncement  $\Delta Z$  en fonction de la vitesse

Sur ces deux graphiques, les courbes de résultats avec et sans tangage sont quasiment confondues, ce qui n'est pas surprenant compte-tenu du fait que les angles de tangage

calculés restent très faible et influencent donc peu les résultats.

## V – 4 Influence de la prise en compte de l'enfoncement sur l'erreur

La figure 8 présente la comparaison entre les résultats numériques obtenus avec et sans enfoncement et les résultats expérimentaux tandis que la figure 9 montre l'erreur réalisée sur la prédiction de la résistance à l'avancement avec et sans enfoncement.

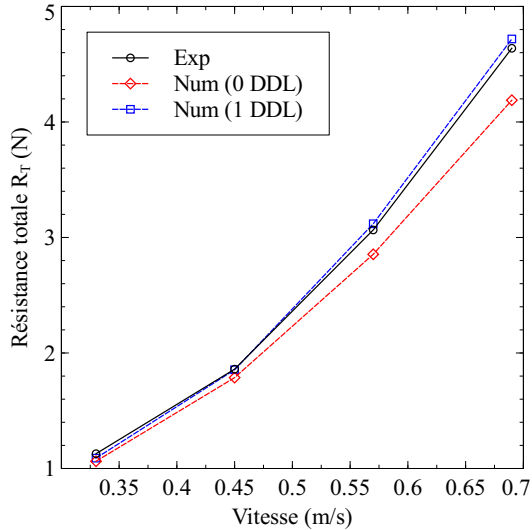


Figure 8 – Comparaison entre la résistance à l'avancement calculée avec et sans enfoncement et les résultats expérimentaux en fonction de la vitesse pour la configuration 1

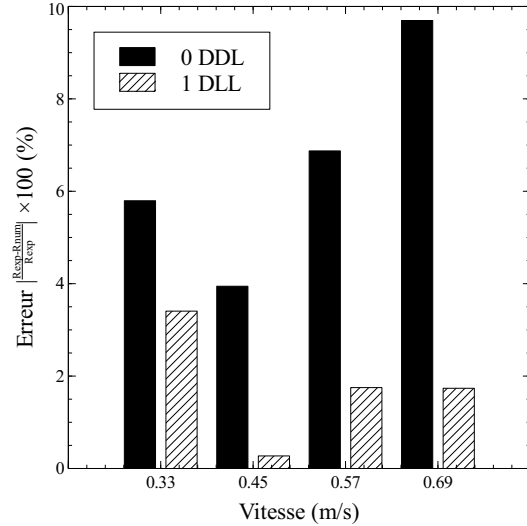


Figure 9 – Erreur réalisée sur la prédiction de la résistance à l'avancement avec enfoncement (1DDL) et sans enfoncement (0 DDL) pour la configuration 1

La figure 8 montre que la courbe de résistance à l'avancement calculée avec enfoncement est quasiment confondue avec la courbe expérimentale tandis que celle sans enfoncement présente un écart avec les résultats expérimentaux croissant avec la vitesse. La figure 9 permet de comparer l'erreur relative obtenue avec et sans enfoncement. Ainsi, sans enfoncement, celle-ci atteint quasiment les 10 % tandis que la prise en compte de l'enfoncement permet de réduire significativement cette erreur, qui reste inférieure à 2 %. Cela souligne l'intérêt qu'il y a à prendre en compte l'enfoncement du bateau si l'on veut prédire avec précision la résistance à l'avancement en milieu peu profond.

## VI – Conclusions et perspectives

Le modèle numérique présenté dans cet article permet de calculer la résistance à l'avancement en milieu peu profond en tenant compte de l'enfoncement dynamique du bateau et de son tangage. Le calcul de la position d'équilibre du bateau à l'aide d'un algorithme de Newton permet de s'affranchir du régime transitoire. La modélisation du régime transitoire présente un certain nombre d'inconvénients : il faut connaître le tenseur d'inertie du bateau et utiliser un pas de temps très petit ce qui peut avoir tendance à rallonger la durée de calcul. De plus, il a été remarqué que dans certains cas, en modélisant le régime transitoire avec le modèle 6DOF de Fluent, des instabilités numériques peuvent apparaître et mener à la divergence du calcul.

La comparaison avec les mesures expérimentales a montré que le modèle était capable de prédire avec précision la résistance à l'avancement et l'enfoncement du bateau jusqu'à la vitesse de 0.7 m/s mais présentait une erreur non négligeable pour la vitesse maximale. De plus, le modèle n'arrive pas à reproduire correctement le tangage du bateau mais cela n'a que peu d'influence sur les autres résultats tant que celui-ci reste négligeable. Enfin la prise en compte de l'enfoncement dans le calcul de la résistance à l'avancement permet de réduire l'erreur de façon non négligeable.

Par la suite, il est prévu d'examiner plus en détails les possibles sources de l'erreur importante obtenue pour la vitesse maximale et la prédiction de l'angle de tangage. Les pistes évoquées précédemment (influence de la densité de maillage, calage numérique de la constante  $M_{Py}$ ) seront explorées. Ce modèle sera ensuite testé en situation de confinement sur la hauteur et sur la largeur.

## Références

- [1] M. J. Briggs. Ship squat predictions for ship/tow simulator. Technical report, DTIC Document, 2006.
- [2] T. Constantine. The behaviour of ship moving in restricted waterways. In *ICE Proceedings*, volume 19, pages 549–562. Thomas Telford, 1961.
- [3] P. Debaillon. Numerical investigation to predict ship squat. *Journal of Ship Research*, 54(2) :133–140, 2010.
- [4] T. Gourlay. Slender-body methods for predicting ship squat. *Ocean Engineering*, 35(2) :191–200, 2008.
- [5] H. Guldhammer and S. A. Harvald. *Ship resistance : Effect of form and principal dimensions*. Akademisk Forlag, 1974.
- [6] A. Härting, A. Laupichler, and J. Reinking. Considerations on the squat of unevenly trimmed ships. *Ocean Engineering*, 36(2) :193–201, 2009.
- [7] K. U. Hollenbach. Estimating resistance and propulsion for single-screw and twin-screw ships-ship technology research 45 (1998). *Schiffstechnik*, 45(2) :72, 1998.
- [8] J. Holtrop and G. Mennen. An approximate power prediction method. *International Shipbuilding Progress*, 29, 1982.
- [9] S. C. Ji, A. Ouahsine, H. Smaoui, and P. Sergent. 3-d numerical simulation of convoy-generated waves in a restricted waterway. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 24(3) :420–429, 2012.
- [10] H. Lackenby. The effect of shallow water on ship speed. *Shipbuilder and Marine Engineer*, 70 :446–450, 1963.
- [11] L. Larsson, F. Stern, and M. Visonneau. Cfd in ship hydrodynamics—results of the gothenburg 2010 workshop. In *MARINE 2011, IV International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*, pages 237–259. Springer, 2013.
- [12] E. Lataire, M. Vantorre, and G. Deflortrie. A prediction method for squat in restricted and unrestricted rectangular fairways. *Ocean Engineering*, 55 :71–80, 2012.

- [13] F. R. Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA journal*, 32(8) :1598–1605, 1994.
- [14] H. Raven. A computational study of shallow-water effects on ship viscous resistance. In *29th symposium on naval hydrodynamics, Gothenburg, 2012*.
- [15] J. Schijf. Influence on the form and dimensions of the cross-section of the canal, of the form, of the speed and the propulsion system of vessels. *XVIIth PIANC, section, 1*, 1949.
- [16] O. Schlichting. Ship resistance in water of limited depth-resistance of sea-going vessels in shallow water. *Jahrbuch der STG*, 35 :127–148, 1934.
- [17] F. Stern, J. Yang, Z. Wang, H. Sadat-Hosseini, M. Mousaviraad, S. Bhushan, and T. Xing. Computational ship hydrodynamics : nowadays and way forward. *International Shipbuilding Progress*, 60(1) :3–105, 2013.
- [18] T. Tabaczek. Computation of flow around inland waterway vessel in shallow water. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 8(1) :97–105, 2008.
- [19] S. L. Toxopeus. Viscous-flow calculations for kvlcc2 in deep and shallow water. In *MARINE 2011, IV International Conference on Computational Methods in Marine Engineering*, pages 151–169. Springer, 2013.
- [20] H.-Z. Wang and Z.-J. Zou. Numerical prediction of hydrodynamic forces on a ship passing through a lock with different configurations. *Journal of Hydrodynamics, Ser. B*, 26(1) :1–9, 2014.