

10<sup>èmes</sup> JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

Nantes, 7, 8 et 9 mars 2005

**MODELISATION NUMERIQUE DU  
SURENFONCEMENT DES BATEAUX**

**NUMERICAL MODELLING OF SHIP SQUAT**

**P. DEBAILLON<sup>\*</sup>, P. SERGENT<sup>\*</sup>  
E. LEFRANCOIS<sup>\*</sup>, G. DHATT<sup>\*</sup>**

<sup>\*</sup> Laboratoire commun d'Hydraulique Numérique, CETMEF-UTC, BP 60039, 60321 COMPIEGNE

**Résumé**

En évoluant en milieu confiné, les navires subissent un enfoncement supplémentaire à leur tirant d'eau à l'arrêt. Ce surenfoncement a fait l'objet d'études expérimentales dans de nombreux pays. Des formulations empiriques et des abaques ont été ainsi établies. Cependant, elles ne sont pas toujours exactes en conditions réelles d'application. Ainsi, deux formulations peuvent donner des estimations très différentes pour un même cas.

Nous présentons une approche numérique pour déterminer plus précisément ce phénomène. Deux modèles sont couplés afin de calculer l'enfoncement et l'assiette en fonction des caractéristiques du bateau, de sa vitesse et du profil des fonds. Le premier modèle détermine le champ de vitesse et de pression autour de la coque. Le second en déduit le clair sous quille par équilibrage des forces et des moments appliqués sur le bateau.

**Summary**

Squat has always been a disturbing factor in ship navigation safety. To prevent critical situations where the keel hits the seabed, many laboratories and in-situ measurements have been made in different countries. Empirical results and abacuses have also been established with these experimental results. However, they all have a limited validity domain, depending on ship features and the seabed geometry. Thus, two empirical formulations can give very different results.

This paper proposes a numerical approach for the squat problem. Two numerical models are coupled to estimate the sinkage and the trim of the ship with respect to the ship's speed, the vessel draft and the water depth. The first model calculates the water velocity field around the hull, and the pressure forces. Then the second model computes the under keel clearance and the longitudinal slope thanks to a force and momentum balance.

## **INTRODUCTION**

Depuis le milieu du siècle dernier, de nombreux chercheurs ont essayé de déterminer le squat ou enfoncement dynamique des bateaux. On parle d'enfoncement dynamique car celui-ci est étroitement lié à la vitesse du navire. Deux approches se distinguent, la théorique et l'empirique. Comme son nom l'indique, la première s'appuie sur une étude théorique essentiellement mathématique. La plus reconnue est celle de l'australien Tück [17] et [18] dont dérivent plusieurs formulations. La seconde est basée sur de nombreuses campagnes de mesures in-situ ou sur modèle réduit afin d'en déduire une loi fonction de certains paramètres comme le tirant d'eau, la vitesse, etc.

Le surenfoncement des navires peut avoir des conséquences désastreuses non seulement pour les navires eux-mêmes mais aussi pour la sécurité de leurs passagers. De plus, connaître de façon précise le squat des navires revêt des considérations économiques importantes. En effet sa parfaite maîtrise permettrait de moins surdimensionner la profondeur des chenaux de navigation et également de réduire la fréquence des dragages. Il y a de nombreux accidents répertoriés en France. Ainsi, le talonnement du ferry Napoléon au port de Marseille en 1999 a fait l'objet d'une étude par Y. Hollocou [10]. Le CETMEF, le service technique central pour les domaines maritime et fluvial du Ministère de l'Équipement, a alors ressenti la nécessité de développer un outil précis de prédiction de l'enfoncement dynamique des navires. En effet, les méthodes existantes se révèlent peu fiables et peuvent engendrer des accidents plus ou moins graves.

Depuis plus de dix ans le CETMEF, en collaboration avec l'Université de Compiègne, a développé de solides compétences dans le domaine de la modélisation des écoulements à surface libre, au sein du Laboratoire d'Hydraulique Numérique (LHN). Les progrès des ordinateurs permettent désormais d'aborder, dans de bonnes conditions, la résolution des problèmes tridimensionnels. Le LHN développe donc un système itératif de modélisation du squat basé sur la méthode des éléments finis. Ce système couple un modèle hydrodynamique tridimensionnel avec un modèle d'équilibre structural. Un programme de mise à jour du maillage actualise celui-ci pour un nouveau cycle de calcul. Une première version du système de modélisation a été présentée au workshop [3] au printemps 2003.

## **1 LA PHYSIQUE DU SQUAT MISE EN EQUATIONS**

La sécurité de la navigation en eau confinée nécessite la connaissance des capacités de manœuvrabilité et du surenfoncement du bateau. Le squat peut augmenter très rapidement avec la vitesse.

Cette partie décrit le phénomène du squat et comment le traduire en équations mathématiques afin de le modéliser. La géométrie du bateau est donnée par sa longueur  $L$ , sa largeur  $b$  et son tirant d'eau  $T$ .

### **1.1 Hypothèses**

Les principaux facteurs influant l'enfoncement dynamique sont :

- la vitesse du bateau,

- le confinement, traduit par le facteur de blocage,  $C_b$ , rapport de section du bateau sur celle de l'écoulement,
- la finesse de la carène, traduite par le coefficient de bloc  $C_B$ , rapport du volume réel de la carène sur le produit des trois caractéristiques géométriques  $L b T$ ,
- les effets d'hélices accélérant localement fortement l'écoulement sous le bateau,
- la houle,
- les variations du fond.

Dans un premier temps, les variations temporelles ne sont pas prises en compte. Cela signifie que les phases de variation de vitesse, la houle ou les variations des fonds ne sont pas représentées. Pour simplifier encore le problème, la survitesse imposée par les hélices n'est pas prise en compte.

Le fluide est supposé parfait, donc non compressible et non visqueux. Le principe d'inversion de l'écoulement est également appliqué. Selon la figure 1, il consiste à considérer le corps solide, dans la réalité en mouvement, immobile, et à imposer une vitesse  $V_s$  d'écoulement, suffisamment loin en amont du corps solide, égale à la vitesse  $V_s$  du corps solide dans la réalité, mais de direction opposée.

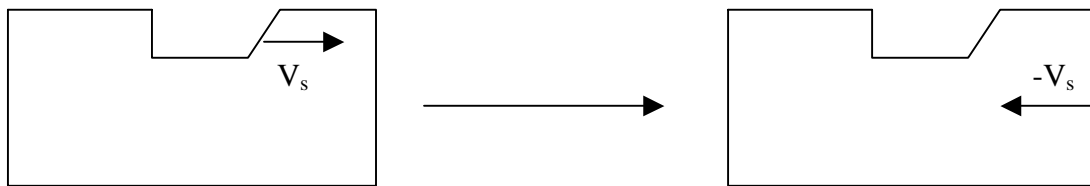


Fig. 1 Principe d'inversion.

## 1.2 Hydrodynamique

L'équation de conservation de la matière pour un fluide parfait s'écrit :

$$\operatorname{div} \mathbf{V} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

avec  $\mathbf{V}$  la vitesse du fluide,  $u$  la composante de vitesse selon l'axe longitudinal  $x$  du bateau,  $v$  composante selon l'axe transversal  $y$  du bateau,  $w$  composante selon l'axe vertical  $z$ .

Le fluide parfait étant irrotationnel, il existe une fonction potentielle  $\phi$  de la vitesse qui vérifie les propriétés suivantes :

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} = u \quad (2)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial y} = v \quad (3)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial z} = w \quad (4)$$

Les relations (2) (3) et (4) sont introduites dans la relation (1) pour obtenir l'équation de Laplace :

$$\operatorname{div} \mathbf{V} = \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} = \Delta \phi = 0 \quad (5)$$

En négligeant les effets d'hélice, l'enfoncement du bateau résulte d'un équilibre entre les forces hydrodynamiques appliquées sur la carène et la répartition des masses du bateau. Cette dernière est connue à travers la position du centre de gravité et de la masse totale du bateau. Ces valeurs peuvent être évaluées à partir des caractéristiques du navire au repos.

### **1.3 Pression sur la carène**

La résolution de l'équation de Laplace fournit les composantes  $u$ ,  $v$ ,  $w$  de la vitesse du fluide. Afin de déterminer les forces hydrodynamiques correspondantes s'appliquant sur la carène, la relation de Bernoulli est appliquée en 2 points. Le premier sur la carène, le second loin en surface amont du bateau. Comme l'effet des hélices est négligé, les lignes de courants sont continues. Ainsi la pression  $P$  en un point de la carène s'exprime en fonction des composantes de vitesse et de la cote  $z$  du point de la carène, de la profondeur d'eau  $H$ , de la vitesse d'écoulement amont  $V_s$ , et de la pression atmosphérique  $P_{\text{atm}}$  :

$$P = P_{\text{atm}} + \rho g(H - z) + \rho \frac{V_s^2 - (u^2 + v^2 + w^2)}{2} \quad (6)$$

## **2 SYSTÈME DE MODÉLISATION NUMÉRIQUE**

Cette partie s'intitule 'Système de modélisation numérique' et non modèle numérique, car il s'agit de calculer successivement des paramètres qui, ensemble, génèrent l'enfoncement dynamique du bateau. Ces paramètres sont déterminés par trois modules indépendants, gérés par un pilote. Ce pilote réalise donc un couplage de 3 modèles distincts afin de déterminer l'enfoncement dynamique du navire.

### **2.1 Couplage de modèles**

Le système de modélisation numérique consiste en un couplage de trois modèles qui échangent des informations qui se répercutent d'un modèle à l'autre. Ce couplage traduit numériquement ce qui se produit dans la réalité pour un navire évoluant à vitesse stabilisée par profil de fonds constant.

Avant de lancer le système, un maillage aux éléments finis doit être constitué. Le domaine maillé est limité par quatre plans verticaux et fermé par un plan horizontal en surface percé par la carène du bateau représentant la surface libre, et un ou plusieurs plans représentant les fonds. Pour une géométrie donnée, le modèle hydrodynamique calcule les composantes de vitesse et de pression aux nœuds du maillage. Le modèle d'équilibre structurel détermine alors, à partir des pressions aux nœuds matérialisant la carène, un déplacement vertical et éventuellement deux rotations représentant le roulis et le tangage appliqués à l'ensemble des nœuds de la carène. Un dernier modèle est alors activé afin de mettre à jour l'ensemble du maillage aux éléments finis pour le modèle hydrodynamique. Le fonctionnement du système de modélisation peut ainsi être synthétisé par la figure 2 :

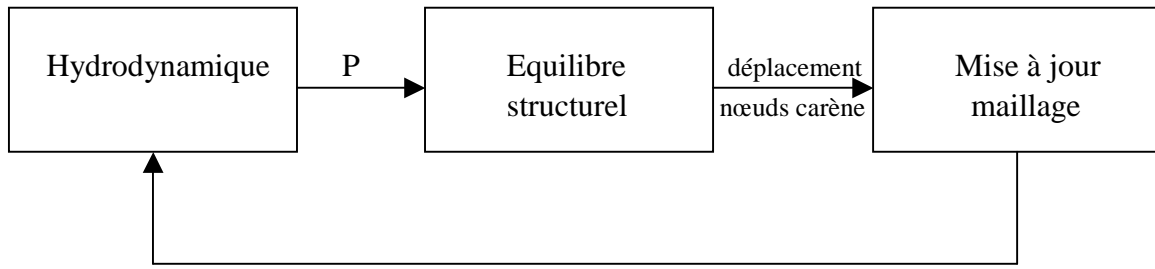


Fig. 2 Principe du couplage.

Le système démarre en fixant au modèle hydrodynamique une vitesse fluide en entrée pratiquement nulle. Le modèle d'équilibre augmente la vitesse imposée dans le modèle hydrodynamique s'il a obtenu l'équilibre des forces et des moments appliqués sur la carène. Au final, le système fournit l'enfoncement dynamique du bateau étudié pour toutes les vitesses intermédiaires entre 0.01 m/s et la vitesse  $V_s$  demandée par l'utilisateur. Cette dernière doit être inférieure ou égale à la vitesse critique, correspondante à la géométrie de la carène et des fonds.

## 2.2 Modèle hydrodynamique

Le modèle hydrodynamique exploite le principe d'inversion des vitesses. Pour lui, le bateau est immobile et le fluide est propulsé au niveau de la frontière verticale amont du domaine à la même vitesse, mais de sens contraire, à laquelle le bateau se déplacerait dans la réalité.

L'équation (5) est transformée en forme forte du type Galerkin, associée à la fonction test  $\delta\psi$ , sur le domaine de calcul  $\Omega$  :

$$W = \int_{\Omega} \delta\psi \Delta\phi d\Omega = 0 \quad (7)$$

Une intégration par parties fournit la forme faible de l'équation (7),  $\Gamma$  désignant le contour du domaine  $\Omega$ ,  $\vec{n}$  la normale à l'élément de frontière  $d\Gamma$  :

$$W = -\int_{\Omega} \nabla\delta\psi \nabla\phi d\Omega + \int_{\Gamma} \delta\psi \frac{\partial\phi}{\partial n} d\Gamma = 0 \quad (8)$$

L'équation (8) ainsi obtenue fait apparaître des nouveaux termes fonction des conditions aux limites sur les frontières  $\Gamma_i$  :

- Frontière entrante  $\Gamma_1$  :  $\frac{\partial\phi}{\partial n} = -V_s$
- Frontière sortante  $\Gamma_2$  :  $\phi = 0$
- Autres frontières  $\Gamma_{i>2}$  :  $\frac{\partial\phi}{\partial n} = 0$

La figure 3 représente le domaine  $\Omega$  de calcul et les différentes frontières  $\Gamma_i$ .

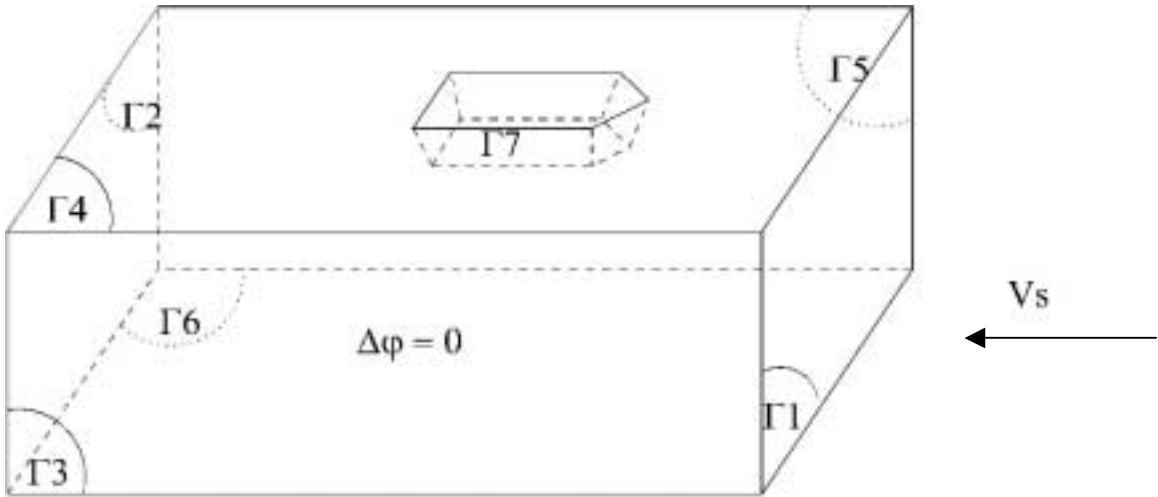


Fig. 3 Domaine de calcul hydrodynamique.

### 2.3 Modèle d'équilibre structurel

Le modèle hydrodynamique fournit le champ de pression au niveau des nœuds matérialisant la carène. Ce champ de pression est intégré par le modèle d'équilibre structurel pour obtenir  $F_{pz}$ , la résultante verticale des forces de pression,  $\vec{k}$  étant le vecteur unitaire de l'axe vertical  $z$  :

$$F_{pz} = \int_{\text{carène}} p d\vec{S} \cdot \vec{k} \quad (9)$$

En comparant  $F_{pz}$  avec  $W_b$ , le poids du bateau, le modèle d'équilibre structurel génère un déplacement vertical des nœuds carène,  $\Delta z$ , fonction de la surface de flottaison  $S_f$  du bateau.  $\rho$  est la densité de l'eau,  $g$  l'accélération de la pesanteur.

$$\Delta z = \alpha \frac{W_b - F_{pz}}{\rho g S_f} \quad \text{avec le coefficient de relaxation } \alpha = 0.8 \quad (10)$$

Pour déterminer les angles de tangage et de roulis du bateau, le modèle d'équilibre requiert la position du centre de gravité  $X_G, Y_G$  du bateau. Il calcule la position du centre de poussée, défini par ses coordonnées :

$$X_p = \frac{\int_{\text{carène}} p d\vec{S} \cdot \vec{k} \cdot x}{F_{pz}} \quad (11)$$

$$Y_p = \frac{\int_{\text{carène}} p d\vec{S} \cdot \vec{k} \cdot y}{F_{pz}} \quad (12)$$

De même pour le centre de la surface de flottaison  $S_f$  :

$$X_0 = \frac{1}{S_f} \int_{x \in S_f} \int_{y \in S_f} x dx dy \quad (13)$$

$$Y_0 = \frac{1}{S_f} \int_{x \in S_f} \int_{y \in S_f} y dx dy \quad (14)$$

Selon Devauchelle [4], un calcul des moments des forces appliquées sur la carène donne la rotation de la carène qui permet de compenser le déséquilibre des moments. En 3D, il existe deux rotations élémentaires  $\theta$  autour de l'axe y et  $\phi$  autour de l'axe x qui, cumulées au cours des itérations, vont donner respectivement les angles de tangage et de roulis :

$$\tan \theta = \frac{W_b (X_p - X_G)}{\rho g \int_{\substack{x \in S_f \\ x \geq X_0}} \int_{y \in S_f} x (X_0 - x) dx dy} \quad (15)$$

$$\tan \phi = \frac{W_b (Y_p - Y_G)}{\rho g \int_{x \in S_f} \int_{\substack{y \in S_f \\ y \geq Y_0}} y (Y_0 - y) dx dy} \quad (16)$$

Le modèle d'équilibre tend à rapprocher  $X_p$  de  $X_G$  et  $Y_p$  de  $Y_G$  afin de ramener la carène à l'équilibre. Cet état atteint à l'itération  $i$ , il augmente éventuellement la consigne de vitesse du modèle hydrodynamique pour un nouveau cycle de calcul.

Une nouvelle intersection entre la carène et le plan d'eau surfacique doit être également calculée. Si la surface libre est prise en compte, la cote  $z$  de nœuds surfaciques de la carène est corrigée en fonction des composantes  $V_x$ ,  $V_y$ ,  $V_z$  de la vitesse et de la vitesse en entrée  $V_s$  selon la relation de Bernoulli simplifiée.

$$dz = \frac{V_s^2 - (V_x^2 + V_y^2 + V_z^2)}{2g} \quad (17)$$

Les coordonnées  $x$  et  $y$  des nœuds surfaciques de carène sont enfin corrigés de sorte qu'ils puissent toujours appartenir réellement à la carène. Ceci explique en grande partie le choix de la méthode schématique 'par plan' qui a été adoptée pour représenter la carène du bateau. Le calcul de l'intersection carène-surface est ainsi simplifié.

## **2.4 Modèle de mise à jour du maillage**

Le modèle d'équilibre vient de déplacer, par translation verticale et éventuellement par une ou deux rotations, les nœuds du maillage appartenant à la carène. Afin de préserver la qualité du maillage et éviter des croisements de mailles qui pourraient survenir, il est nécessaire d'ajuster les coordonnées de l'ensemble des nœuds internes du domaine.

Dans un premier temps, le modèle de mise à jour du maillage déplace les nœuds matérialisant la surface libre entourant le navire. La relation (17) est alors appliquée en chacun des nœuds représentant la surface libre si celle-ci est prise en compte.

Ensuite, les coordonnées  $x$  et  $y$  des nœuds surfaciques sont modifiées en fonction de la proximité du nœud à la carène. Ainsi pour un nœud de la surface, les deux plus proches nœuds de carène sont identifiés. Soit  $r_1$  la distance au nœud carène le plus proche, associé aux déplacements  $dx_1$  et  $dy_1$ . Le modèle calcule également la distance de prolongement  $r_2$  jusqu'à la frontière verticale du domaine, comme le montre la figure 4.

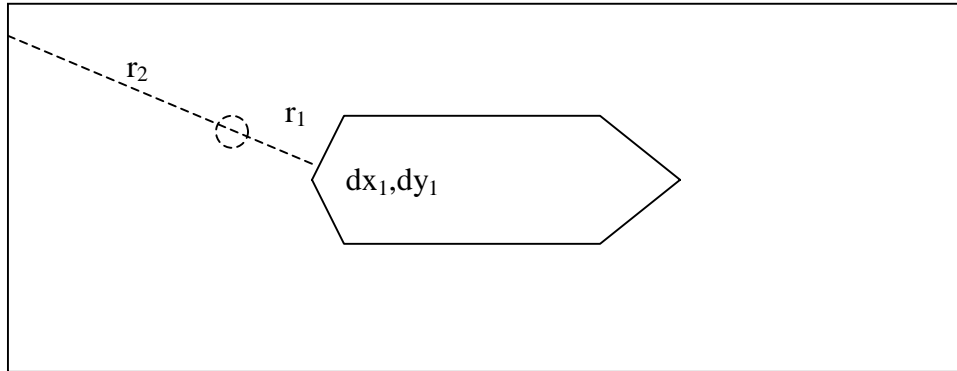


Fig. 4 Déplacement des nœuds de surface.

Les distances  $r_1$  et  $r_2$  sont toutes non nulles, autrement le nœud appartient à la carène ou à la frontière verticale. Le modèle applique une pondération par les distances pour calculer les déplacements au nœud de surface  $dx_s$  et  $dy_s$ .

$$dx_s = \frac{\frac{1}{r_1} dx_1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (18)$$

$$dy_s = \frac{\frac{1}{r_1} dy_1}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (19)$$

Les nœuds de la surface étant déplacés, le modèle traite les nœuds internes. La méthodologie est similaire à celle des nœuds surfaciques.

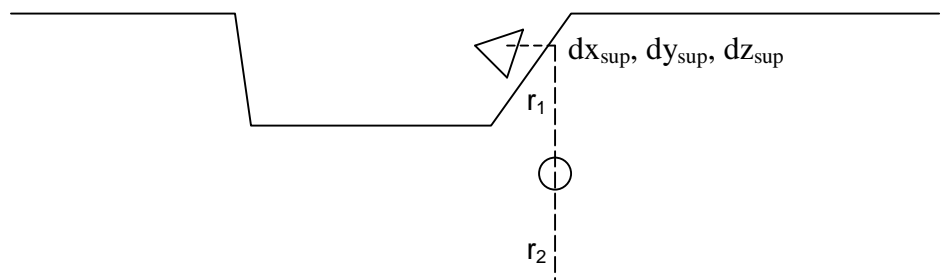


Fig. 5 Déplacement des nœuds internes



La figure 5 représente une coupe verticale du domaine. Le modèle repère l'élément appartenant à la frontière supérieure du domaine (surface ou carène) dont les nœuds entourent la projection verticale du nœud interne à actualiser. Les déplacements barycentriques supérieurs  $dx_{sup}$ ,  $dy_{sup}$ ,  $dz_{sup}$  sont déterminés en fonction des déplacements des trois nœuds supérieurs, et les distances  $r_1$   $r_2$  sont calculées. Ces dernières sont non nulles car le nœud n'appartient ni à la surface ou la carène ni au fond qui reste fixe. Subséquemment, les déplacements du nœud interne  $dx_i$   $dy_i$   $dz_i$  sont :

$$dx_i = \frac{\frac{1}{r_1} dx_{sup}}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (20)$$

$$dy_i = \frac{\frac{1}{r_1} dy_{sup}}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (21)$$

$$dz_i = \frac{\frac{1}{r_1} dz_{sup}}{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}} \quad (22)$$

### **3 APPLICATION DU SYSTÈME DE MODÉLISATION**

Le système de modélisation a été confronté aux mesures réalisées sur un modèle physique. Il s'agit du modèle de Tothil [16] de 1966. Le système de modélisation a été utilisé sans surface libre (numérique 1) et avec surface libre (numérique 2).

#### **3.1 Description du modèle physique**

Tothil avait réalisé des essais physiques afin de mesurer l'enfoncement dynamique d'un type de bateau canadien, le Laker, évoluant dans un canal. La maquette était à l'échelle  $1/48^{\text{ème}}$ . Les caractéristiques du bateau réel sont :

- Longueur  $L=222\text{m}$
- Largeur  $b=23\text{m}$
- Tirant d'eau  $T=7.77\text{m}$
- Coefficient de bloc  $C_B=0.86$
- Facteur de blocage  $C_b=0.18$
- Déplacement 32 526 tonnes

La section du canal est trapézoïdale, 105.9m de largeur en surface et 72.2m de largeur au fond, une profondeur d'eau de 9.33m.

### 3.2 Caractéristiques du maillage

Le maillage du domaine a été réalisé avec le mailleur GID [8]. Compte tenu de la longueur du bateau, la longueur du domaine a été fixée à 1000 m, le navire pratiquement au centre, ce qui laisse un peu moins de l'équivalent de deux longueurs de bateau en amont et en aval. La carène est schématisée par sept plans.

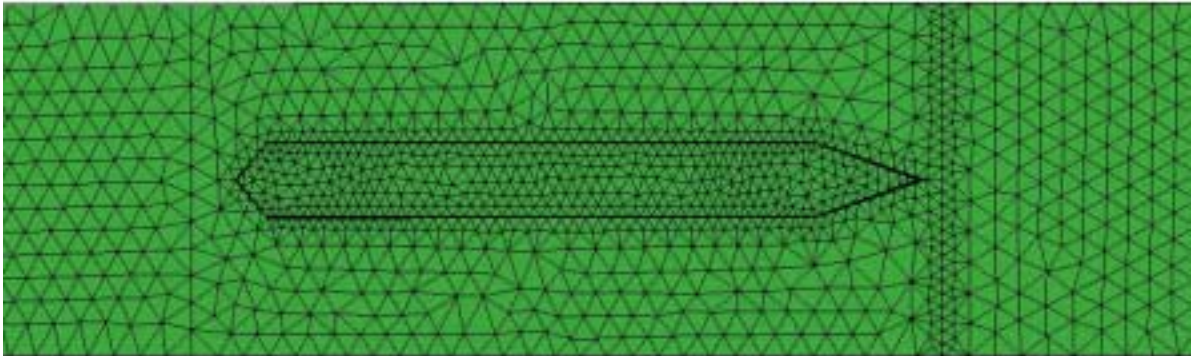


Fig. 6 Maillage initial du domaine.

La figure 6 montre une vue de dessus partielle du maillage, centrée sur la trace du navire. Le domaine a été décomposé en quatre volumes. Un premier sous la quille à fond plat, un second limité entre  $X=380$  m et  $X=610$  m entourant le bateau, les deux derniers sont limités entre  $X=0$  m et  $X=380$  m, et entre  $X=610$  m et  $X=1000$  m. Le maillage est constitué, au final, de 10 388 éléments 2D frontières triangulaires T3, 42 778 éléments 3D tétraédriques, 10 099 nœuds.

### 3.3 Comparaison des résultats

Plusieurs formules de squat ont été appliquées au navire canadien. Ainsi, une comparaison globale modèle physique – modèle numérique – formulations empiriques doit permettre de mieux situer les résultats du modèle numérique.

Les formules de Hooft [11] et de Huuska [12] dérivent de la théorie de Tuck [17], reconnaissable au terme fonction du nombre de Froude  $F_{nh}$ . Les auteurs l'ont adaptée par un coefficient (2 ou 2.4). Le coefficient  $K_s$  de la formule de Huuska est un facteur de correction pour prendre en compte le confinement. La formulation de Hooft n'est en effet pas bien adaptée ici puisqu'elle ne prend pas en compte le confinement dans un canal. Même remarque pour la formule de Soukhomel et Zass [15]. La formule de Barrass [1] s'applique avec la vitesse  $V_k$  exprimée en nœuds.

La formule de Römisch [14] fait apparaître les coefficients  $C_F$  et  $C_V$ . Le premier permet de différencier l'enfoncement à l'avant et à l'arrière. Le second est fonction du rapport de la vitesse du bateau sur la vitesse critique. Pour simplifier, cette dernière correspond à la vitesse du bateau qui produit l'enfoncement dynamique maximal.

$$- \text{ Formule de Hooft : } e = 2C_B \frac{bT}{L} \frac{F_{nh}^2}{\sqrt{1-F_{nh}^2}} \quad (23)$$

$$- \text{ Formule de Huuska : } e = 2.4K_s C_B \frac{bT}{L} \frac{F_{nh}^2}{\sqrt{1-F_{nh}^2}} \quad (24)$$

$$- \text{ Formule de Barrass : } e = \frac{C_B S_2^{2/3} V_k^2}{30} \text{ avec } S_2 = \frac{C_b}{1-C_b} \quad (25)$$

$$- \text{ Formule de Eryuzlu-Hausser : } e = 0.113b \left( \frac{T}{H} \right)^{0.27} (F_{nh})^{1.8} \quad (26)$$

$$- \text{ Formule de Römisch : } e = 0.155C_v C_F \sqrt{HT} \quad (27)$$

$$- \text{ Formule de Soukhomel-Zass : } e = 12.96KV_s^2 \text{ avec } K = 0.0143 \left( \frac{L}{b} \right)^{-1.11} \quad (28)$$

$$- \text{ Formule de Millward : } e = \left( 15.0C_B \frac{b}{L} - 0.55 \right) \frac{F_{nh}^2}{1-0.9F_{nh}} \frac{L}{100} \quad (29)$$

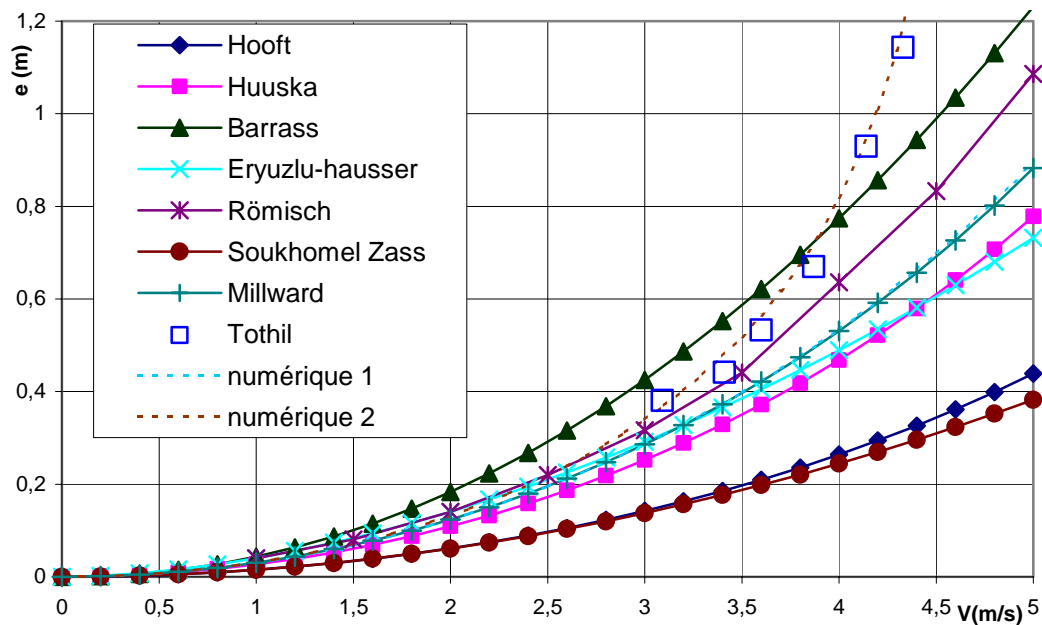


Fig.7 Comparaison des résultats de surenfoncement.

La figure 7 montre la comparaison globale mesures-formulations empiriques-résultats numériques. Parmi les formulations de squat, quatre groupes semblent se détacher. Un premier avec Hooft et Soukhomel assez éloignés des mesures pour les raisons évoquées plus haut. Un second groupe de trois formulations (Huuska, Eryuzlu, Millward) qui sous-estime l'enfoncement dynamique même pour des faibles vitesses, et le troisième groupe constitué par la formule de Barrass qui surestime, pour les faibles vitesses, et sous-estime, pour des vitesses élevées, l'enfoncement dynamique. Enfin le dernier groupe avec la formule de Römisch qui donne des résultats intermédiaires entre les second et troisième groupes.

Il apparaît clairement que le système de modélisation doit prendre en compte la surface libre. La courbe numérique1, résultats du modèle numérique sans prise en compte de la surface libre, reproduit tout de même la courbe obtenue avec la formulation de Millward. Cela pourrait indiquer que certaines formulations empiriques, comme celles du groupe 2, ne sont pas capables de bien prendre en compte l'abaissement du plan d'eau. La courbe numérique2, résultats avec prise en compte de la surface libre, coïncide parfaitement avec les mesures de Tothil même pour les vitesses élevées. L'abaissement moyen du plan d'eau en contact avec la carène varie de 13cm pour une vitesse  $V_s$  de 2 m/s à 80 cm pour une vitesse  $V_s$  de 4 m/s.

## CONCLUSION

Un système de modélisation de l'enfoncement dynamique des navires a été mis au point et testé sur un cas. Ce système consiste en un couplage de trois modèles. Le premier calcule l'hydrodynamique sur un maillage aux éléments finis. Le champ de pression aux nœuds matérialisant la carène est transféré au second modèle. Celui-ci calcule les efforts appliqués sur la carène et en déduit un déplacement de celle-ci par translation verticale et rotations représentant le roulis et le tangage. Le troisième modèle met à jour l'ensemble du maillage pour un nouveau calcul hydrodynamique.

Les résultats sont très satisfaisants. Pour le cas du modèle réduit de Tothil, le système de modélisation a pratiquement retrouvé les mesures expérimentales et s'avère plus précis que toutes les formulations classiques de squat. Une validation complémentaire sera néanmoins nécessaire par comparaison avec des mesures in-situ en grandeur réelle.

Le système de modélisation est évolutif. Ainsi, le modèle hydrodynamique actuel, basé sur la résolution d'un laplacien, pourra être remplacé prochainement par un autre de type Navier Stokes. Ce modèle hydrodynamique devrait permettre de prendre en compte les effets d'hélice et la turbulence induite.

## RÉFÉRENCES

- [1] **BARRASS C. B.** The phenomena of ship squat. *International Shipbuilding Progress*, N° 26, 1979
- [2] **BATOZ J.L., DHATT G.** Modélisation des structures par éléments finis. *Hermès, Paris*, 1990
- [3] **DEBAILLON P., LEFRANCOIS E., SERGENT P., DHATT G.** Numerical Modeling of Ship Squat in shallow restricted Water. *2<sup>nd</sup> Squat Workshop, Elsfléth/Oldenbourg, Mars* 2004
- [4] **DEVAUCHELLE P.** Dynamique du navire. *Masson, Paris* 1986
- [5] **DHATT G., TOUZOT G.** Une présentation de la méthode des éléments finis. *Maloine, Paris*, 1984
- [6] **ERYUZLU N. E., HAUSSER R.** Experimental investigation into some aspects of large vessel navigation in restricted waterways. *Proc of Symp. Aspects of navigability of Constraint Waterways including Harbour Entrances, Vol. 2, 1978, 1-15*

- [7] **ERYUZLU N. E., CAO Y. L., D'AGNOLO F.** Underkeel requirements for large vessels in shallow waterways. *28<sup>th</sup> International Navigation Congress, PIANC, 1994, 17-25*
- [8] **GID** A pre/postprocessing environment for generation of data and visualisation in finite element analysis. *CIMNE (<http://gid.cimne.com>), Barcelona, 1996*
- [9] **HERVIEU R.** Le surenforcement des navires. *Masson, Paris 1993*
- [10] **HOLLOCOU Y.** Variation du surenforcement et de l'assiette des navires en eau peu profonde. Rapport d'étude du CETMEF, août 1999
- [11] **HOOFT J. P.** The behaviour of a ship in head waves at restricted water depths. *International Shipbuilding Progress, Vol. 21, N° 244, 1974*
- [12] **HUUSKA O.** On the evaluation of Underkeel clearance in finish waterways. *Helsinki University of Technology, report N° 9, 1976*
- [13] **MILLWARD A.** A comparison of the theoretical and empirical prediction of squat in shallow water. *International Shipbuilding Progress, Vol. 39, N° 417, 1992*
- [14] **RÖMISCH K.** Der squat in Begrenzten Fahrwassern – Betrachtung aus Hydromechanischer Sicht. *Schiff & Hafen Seewirtschaft, Heft, 1993, 58-62*
- [15] **SOUKHOMEL G. I., ZASS V. M.** Abaissement du navire en marche (extraits de Recherche Transport, N° 11, 1955) *Revue Navires Ports et Chantiers, janvier 1958, 18-23*
- [16] **TOTHIL J. T.** Ships in restricted channels. A correlation of model tests, field measurements and theory. *National Research Council of Canada. Mechanical engineering report MB264, Jan. 1966*
- [17] **TUCK E. O.** Shallow water flows past slender bodies. *Jour. Fluid Mech., vol. 26, 1966, 81-95*
- [18] **TUCK E. O., TAYLOR P. J.** Shallow water problems in ship hydrodynamics. *8<sup>th</sup> Symp. Naval Hydro., ONR Washington DC, 1970*