

8^{èmes} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

5, 6, 7 MARS 2001 - NANTES

EFFORTS DE TRAINEE SUR DIFFERENTS TYPES DE BARGES PAR UNE APPROCHE NAVIER-STOKES

C. de Jouëtte, J.M. Le Gouez, C. Dassibat & B. Lécuyer

Principia R.D.

Zone portuaire de Brégaillon,

83507 La Seyne sur Mer Cedex, France.

Tel . : 04-94-11-54-34

Fax : 04-94-06-58-83

Email : christine.dejouette@laseyne.principia.fr

Résumé

Les capacités des modèles numériques basés sur la résolution d'écoulement de fluide réel s'accroissent de plus en plus de nos jours complétant les informations fournies par les outils de calculs couramment utilisés par les équipes de conception en Hydrodynamique.

L'objet de cette publication est la comparaison des coefficients de traînée en écoulement permanent à surface libre autour de navires, obtenus expérimentalement et par une approche numérique de type Navier-Stokes. Les équations instationnaires de Navier-Stokes moyennées au sens de Reynolds (RANSE) sont couplées avec une méthode de suivi de surface libre eulérienne, la méthode « Volume Of Fluid » (code EOLE). Les résultats de plusieurs formulations (régimes laminaire ou turbulent) sont comparés aux essais expérimentaux entrepris pour des barges à angles vifs et des barges à coins arrondis équipées de quilles.

Summary

Real fluid CFD softwares provide more and more accurate predictions which are complementary to numerical studies currently used by Hydrodynamic design staffs.

The purpose of this paper is to compare numerical and experimental drag coefficients in steady flows around ships by taking into account free surface deformation. The theoretical approach is based on the resolution of the Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations coupled with a Volume Of Fluid method to track the wave elevation around ships (EOLE software). Laminar and turbulent formulations will be compared to experiments realized for sharp corners barges and rounded corners barges equipped with bilge keels.

1 INTRODUCTION

La prédiction des efforts exercés par les courants sur les barges de production peut être abordée par des modèles numériques basés sur la résolution des équations de Navier-Stokes avec prise en compte des élévations de la surface libre. De façon à caractériser le type d'écoulement, on se propose d'étudier les deux formulations, régime laminaire et régime turbulent, et de comparer l'ensemble des résultats numériques à des essais expérimentaux.

Ces travaux s'inscrivent dans le cadre d'un projet concernant la caractérisation des efforts de traînée et de la réponse en roulis de barge de production off-shore. Ce projet est soutenu par le CLAROM et le groupe : BOS, BV, DGA/DCE/BEC, DORIS, ESIM, IFREMER, PRINCIPIA, STOLT, SIREHNA, TOTALFINAELF.

2 DESCRIPTION DU MODELE NUMERIQUE

La modélisation numérique retenue consiste à résoudre les équations instationnaires de Navier-Stokes moyennées au sens de Reynolds par une méthode de pseudo-compressibilité [1]. Deux formulations sont possibles : régime laminaire, ou régime turbulent. Dans ce dernier cas, le modèle à deux équations de transport $k - \epsilon$ est couplé à un modèle algébrique mixte de Gorski modifié [2] et à une loi de paroi [3].

La prise en compte des élévations de la surface libre au cours du temps est réalisée à partir d'une méthode eulérienne, la méthode Volume Of Fluid (V.O.F.) écrite en coordonnées curvilignes quelconques insérée dans une architecture multi-domaines structurés. Cette approche a du reste été validée pour de nombreuses applications industrielles telles que la résistance à l'avancement des navires rapides [4], les ballottements de liquides dans des réservoirs automobiles ou de méthaniers [5], le positionnement des ergols dans des réservoirs de satellites en micro-gravité [6] ou encore la fragmentation du jet de carburant dans des injecteurs diesel ou essence [7].

Pour les calculs présentés ci-dessous, le suivi d'interface est mis en œuvre en résolvant uniquement les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement du domaine liquide.

3 DESCRIPTION DU MODELE DE TURBULENCE

3.1 RAPPEL DES EQUATIONS DE NAVIER-STOKES MOYENNEES POUR UN ECOULEMENT TURBULENT

Si on introduit une modélisation du tenseur de Reynolds de type viscosité turbulente, les équations s'écrivent sous la forme conservative suivante :

- Equation de continuité :

$$\text{div}(\mathbf{r}\bar{U}) = 0$$

- Equation de quantité de mouvement :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}\bar{U}) + \text{div}(\mathbf{r}\bar{U} \otimes \bar{U} + p\bar{I}) = \mathbf{r}\bar{f} + \text{div}(\bar{\mathbf{t}}_{ef})$$

où le tenseur $\bar{\mathbf{t}}_{ef}$ est égal à : $\bar{\mathbf{t}}_{ef} = \bar{\mathbf{t}} + \bar{\mathbf{t}}_R$,

avec $\bar{\mathbf{t}}$ le tenseur des contraintes laminaires et $\bar{\mathbf{t}}_R$ le tenseur de Reynolds exprimé à l'aide d'une viscosité turbulente μ_t , soit :

$$\bar{\mathbf{t}}_{ef} = -\frac{2}{3} \mathbf{r}k\bar{I} + (\mathbf{m} + \mathbf{m}_t) \left[\text{grad}\bar{U} + (\text{grad}\bar{U})^T \right] \text{ où T représente le transposé du vecteur.}$$

La viscosité effective est notée $\mathbf{m}_{ef} = \mathbf{m} + \mathbf{m}_t$.

En choisissant le modèle dit $k - \mathbf{e}$, la viscosité turbulente est donnée par l'expression :

$$\mathbf{m}_t = C_m \mathbf{r} \frac{k^2}{\mathbf{e}}$$

où k représente l'énergie cinétique turbulente et \mathbf{e} le taux de dissipation de k .

k et \mathbf{e} sont déterminés à l'aide de deux équations de transport :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}k) + \text{div}(\mathbf{r}k\bar{\mathbf{U}}) &= \bar{\mathbf{t}}_R : \text{grad}\bar{\mathbf{U}} - \mathbf{r}\mathbf{e} + \text{div}\left[\left(\mathbf{m} + \frac{\mathbf{m}_t}{\mathbf{s}_k}\right) \text{grad}k\right] \\ \frac{\partial}{\partial t}(\mathbf{r}\mathbf{e}) + \text{div}(\mathbf{r}\mathbf{e}\bar{\mathbf{U}}) &= C_1 \frac{\mathbf{e}}{k} \bar{\mathbf{t}}_R : \text{grad}\bar{\mathbf{U}} - C_2 \mathbf{r} \frac{\mathbf{e}^2}{k} + \text{div}\left[\left(\mathbf{m} + \frac{\mathbf{m}_t}{\mathbf{s}_e}\right) \text{grad}\mathbf{e}\right] \end{aligned}$$

où C_m est une constante, $C_m = 0.09$, \mathbf{s}_k le nombre de Prandtl pour k , $\mathbf{s}_k = 1$

\mathbf{s}_e le nombre de Prandtl pour \mathbf{e} , $\mathbf{s}_e = 1$, C_1 et C_2 sont deux constantes, $C_1 = 1.44$ et $C_2 = 1$.

3.2 MODELE MIXTE DE GORSKI MODIFIE

La méthode consiste, en fait, à utiliser deux modèles de turbulence :

- Tout d'abord, le modèle $k - \mathbf{e}$ standard valable uniquement dans les zones pleinement turbulentes,
- Ensuite, un modèle algébrique simple (dérivé du modèle de Gorski) valable dans la région de paroi.

3.2.1 Définition du modèle algébrique

Ce modèle est essentiellement celui de Gorski. Ce dernier applique le modèle $k - \mathbf{e}$ à partir de d'une certaine distance de la paroi, qui peut être :

- soit $\mathbf{h} = \mathbf{h}_v$, η_v représentant la frontière de la sous-couche visqueuse,
- soit $\eta = \eta_B$, \mathbf{h}_B étant définie indépendamment de \mathbf{h}_v . Elle est déterminée par le rapport

$$\left(\frac{\mathbf{m}_t}{\mathbf{m}}\right)_B = C_B ; \text{ la turbulence est supposée pleinement développée lorsque } \mu_t > C_B \mu \text{ où } C_B$$

est une constante fixée (égale à 10 pour Cambier *et al* [3]).

Par conséquent, la définition du modèle algébrique est étendue au-delà de la couche visqueuse jusque dans la zone logarithmique.

$$0 \leq \mathbf{h} \leq \mathbf{h}_B \text{ avec la condition } \mathbf{h}_B \geq \mathbf{h}_v$$

Supposons connu le frottement pariétal $\bar{\mathbf{t}}_p$, on note :

$$\mathbf{t}_p = |\bar{\mathbf{t}}_p| \text{ et } u_* = \sqrt{\frac{\mathbf{t}_p}{\mathbf{r}}} \text{ avec } u_* \text{ la vitesse de frottement.}$$

L'énergie cinétique turbulente est connue dans la zone logarithmique de la région de paroi, c'est une constante k_v , qui vaut :

$$k_v = \frac{\mathbf{t}_p}{\mathbf{r} \sqrt{C_m}} = \frac{u_*^2}{\sqrt{C_m}} \text{ avec } C_m = 0.09$$

L'épaisseur h_v de la sous-couche visqueuse est ensuite calculée à l'aide de la relation :

$$\frac{r h_v \sqrt{k_v}}{m} = Re_v$$

Où Re_v est un nombre de Reynolds fixé (20 pour Gorski).

Ainsi, le modèle algébrique de turbulence est défini comme suit :

Zone logarithmique, $h_v \leq h \leq h_B$	Sous-couche visqueuse, $0 \leq h < h_v$
$k = k_v = cte$ $e = e_v \frac{h_v}{h}$ $m_t = C_m r \frac{k^2}{e} = m_{tv} \frac{h}{h_v}$ $m_{tv} = C_m r \frac{k_v^2}{e_v}$ et $e_v = \frac{u_*^3}{K h_v}, K = 0.41$	$k = k_v \left(\frac{h}{h_v} \right)^2$ $e = e_0 + (e_v - e_0) \left(\frac{h}{h_v} \right)^q$ $m_t = m_{tv} \frac{\sqrt{C_m}}{2K} \left(\frac{h}{h_v} \right)^3 \left[1 + \left(\frac{2K}{\sqrt{C_m}} - 1 \right) \frac{h}{h_v} \right]$ avec $e_0 = 2 \frac{m k_v}{r h_v^2}, q = cte \geq 1$

En fait, les distributions de k et de ε dans le domaine du modèle algébrique n'interviennent que pour déterminer μ_t , nécessaire pour l'équation de quantité de mouvement et pour fournir au modèle k - ε des conditions aux limites pour les équations de transport de k et de ε dans les premières cellules où ce modèle est appliqué.

3.2.2 Technique de loi de paroi

La technique de loi de paroi utilisée est celle développée par Cambier *et al* [3]. Cette loi a pour but de fournir une valeur de τ_p . La loi redonne une méthode exacte si le maillage est suffisamment fin pour que, dans la première maille, le profil de vitesse puisse être assimilé à sa tangente.

4 TYPES DE BARGES ETUDIÉES

Plusieurs configurations de calculs bidimensionnels d'écoulements permanents seront présentés pour :

- Des barges à angles vifs (cas B1),
- Des barges à coins arrondis avec quilles verticales longues de 2 mètres, placées sur toute la longueur de la barge des deux côtés (cas B2) (voir figure 1).

Ces barges sont de type parallélépipédique rectangle. Leur longueur est égale à 5 m, leur largeur à 1.2 m, leur hauteur à 0.6 m et leur tirant d'eau à 0.24 m. Leur déplacement est de 1400 kg. Le centre de gravité des barges se trouve à 270 mm par rapport à la ligne de quille. Elles ont fait l'objet d'une campagne d'essais de remorquage en bassin de traction [8] dans le cadre d'un projet CLAROM [9] portant sur l'amélioration de la prédiction de l'amortissement en roulis et des efforts de courant sur les barges.

Les essais ont été réalisés avec un facteur d'échelle de 1/50 (sur la figure suivante, la longueur d est égale à 40 mm à l'échelle de la maquette).

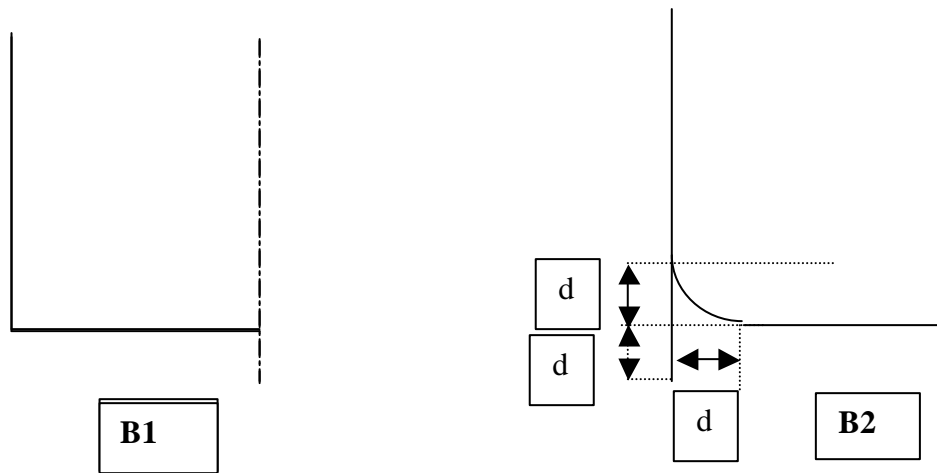


Figure 1 : Géométrie des barges.

Des vues partielles des maillages des domaines de calcul sont présentés sur la figure 2. Les frontières amont et aval du domaine de calcul sont positionnées respectivement à -12 m et $+12$ m, soit 10 fois la largeur de la barge, la profondeur d'eau maximale étant de 3 m. L'épaisseur de la maille de paroi est respectivement de 0.5 mm et de 5 mm.

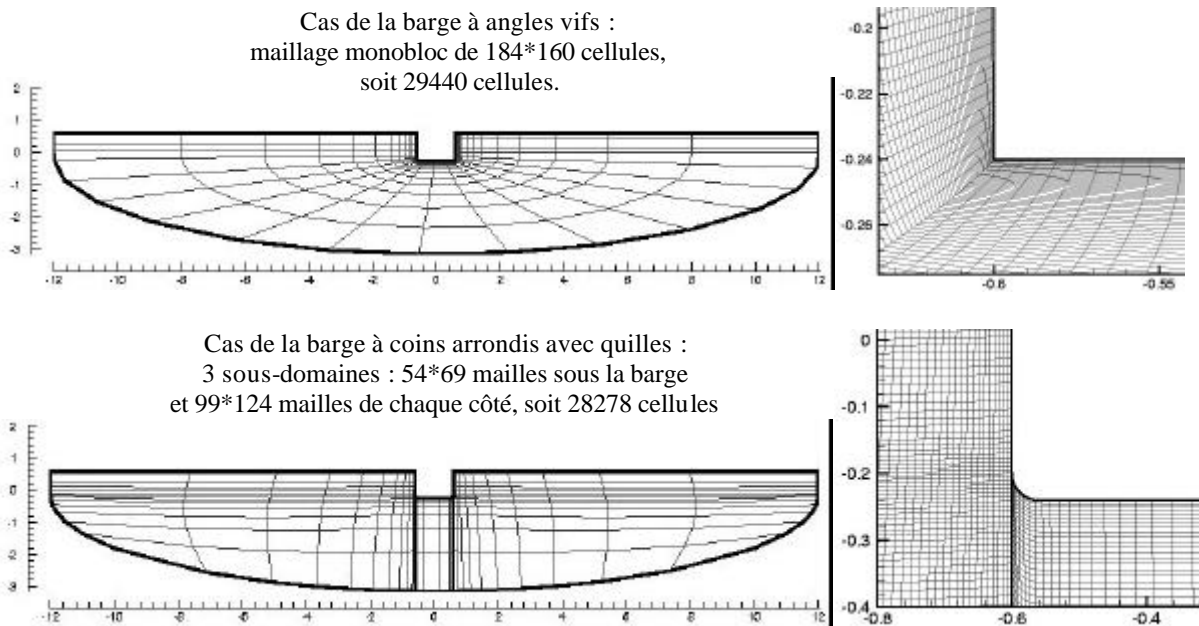


Figure 2 : Maillages structurés du domaine fluide autour des barges B1 et B2.

5 COMPARAISON AVEC LES ESSAIS EXPERIMENTAUX ET CONCLUSION

Les calculs ont été réalisés à l'échelle de la maquette (facteur 1/50) pour permettre une comparaison directe des résultats [10].

Numériquement, la mise en mouvement du fluide est linéaire sur 2 secondes. A partir de cet instant, la vitesse nominale du fluide est atteinte.

Des calculs d'écoulement réel en régime laminaire ont été effectués pour les deux types de barge B1 et B2. Les calculs en régime turbulent ont été entrepris uniquement pour la barge B2.

Pour les diverses vitesses de courant étudiées, on analyse :

- La nature de l'écoulement à proximité de la barge (zone de séparation, formation et évanescence des structures tourbillonnaires),
- Le module de la vitesse et des lignes de courant au voisinage de la barge à différents instants. Les figures 3 et 5 montrent à des instants différents les champs de module de la vitesse superposés aux lignes de courant pour un écoulement incident $V=0.35$ m/s obtenus respectivement pour la barge à angles vifs et à coins arrondis avec quilles à l'aide de la formulation laminaire. La figure 7 est relative à la barge à coins arrondis avec quilles et présente le résultat de calculs en turbulent pour la même vitesse de l'écoulement incident.
- La pression au voisinage immédiat des deux barges étudiées à divers temps (figures 4 et 6) pour une vitesse d'écoulement de $V=0.35$ m/s.
- Les efforts de traînée transverse et de portance au cours du temps. On donne figure 8 les courbes d'évolution de ces efforts pour la barge B2 et dans le cas d'une vitesse $V=0.35$ m/s, obtenues respectivement à l'aide d'une formulation laminaire, puis turbulente.
- Les champs de vagues qui demeurent très petits.

De tels calculs caractérisent la nature tourbillonnaire de l'écoulement sous la barge et dans son sillage proche. Si les résultats expérimentaux permettent une comparaison globale grâce aux efforts, les simulations numériques entreprises en régime laminaire ou turbulent permettent de mieux appréhender la nature de l'écoulement.

D'une façon générale, l'ensemble des simulations numériques montre que l'effet du courant permanent transverse favorise la formation de structures tourbillonnaires sous la barge, et met en évidence le caractère instationnaire de l'écoulement, ne conduisant pas forcément à un état stabilisé des efforts. L'écart type obtenu à partir des courbes de variation des efforts ou des coefficients hydrodynamiques, pour le cas laminaire, est tel qu'il est nécessaire d'entreprendre des calculs de durées assez longues (50 secondes). On retrouve ces phénomènes pour les deux géométries de barges et pour chaque vitesse étudiée.

L'évolution numérique des coefficients de traînée en fonction de la vitesse du courant coïncide avec celle observée expérimentalement (voir graphe ci-dessous). Ces coefficients sont déduits de l'effort moyen de traînée divisé par la quantité $\frac{1}{2} \rho L V^2$, où $\rho=1000$ kg/m³, est la masse volumique de l'eau, $L=0.24$ m le tirant d'eau de la barge, V la vitesse de l'écoulement incident. On constate que les efforts de traînée des barges avec quilles sont supérieurs à ceux des barges à angles vifs.

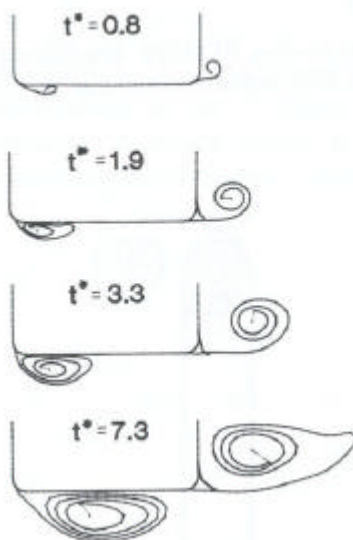
Les efforts évalués à l'aide de la théorie turbulente conduisent à des valeurs sur-estimées par rapport à celles prédites par l'expérience. La valeur du coefficient pour la barge B2 et une vitesse de courant $V=0.2$ m/s est supérieure à 2. et n'a pas été reportée sur le graphe. Le traitement des cellules mixtes à la surface libre (conditions sur k et ϵ de type Neumann à l'interface) est telle que l'on observe une survitesse en amont de la barge, ce qui conduit à une augmentation du module de la vitesse incidente.

Comparaison des résultats obtenus par les formulations en régime laminaire et en régime turbulent :

Si on adopte comme longueur de référence la largeur de la barge, le nombre de Reynolds est $Re=3.5 E+05$. Par contre, si on prend son tirant d'eau, $Re=7E+04$.

Sur la figure 8, courbe d'évolution de l'effort de traînée obtenu en turbulent, on constate à partir de 7 secondes un début de signal périodique de 4.5 s. Compte tenu des nombres de Reynolds trouvés ci-dessus, on obtient un nombre de Strouhal de 0.2 (voir [11], page 15). Ainsi, la longueur caractéristique de l'écoulement est donnée par : $L=SU/f_s$, avec S le nombre de Strouhal, U la vitesse de l'écoulement incident et f_s la fréquence d'émission tourbillonnaire. On trouve $L=0.32$ m. Ce qui correspond environ à la somme du tirant d'eau et de la longueur de quilles (soit 0.24 m + 0.40 m = 0.28 m). Cela confirmerait que la grandeur prépondérante est la dimension dans le sens transversal à l'écoulement. ($Re=8.2 E+04$).

Le signal périodique correspondrait à la formation de tourbillons sous la quille. Les fluctuations de la ligne de décollement sous la barge sont à l'origine de la zone de dépression alternée sur la face arrière de la barge.



La formation des tourbillons montrés sur la figure 7 est en bon accord avec les résultats présentés en [12] dont un extrait est fourni ci-contre (Travaux de Aarsnes, 1984) :

Le temps d'établissement des deux grosses structures tourbillonnaires de $t^*=Ut/L=7.3$ correspond à 6 secondes environ pour une vitesse U d'écoulement incident de 0.35 m/s et une longueur caractéristique L de 0.28 m, ce qui est en accord avec les résultats obtenus en turbulent.

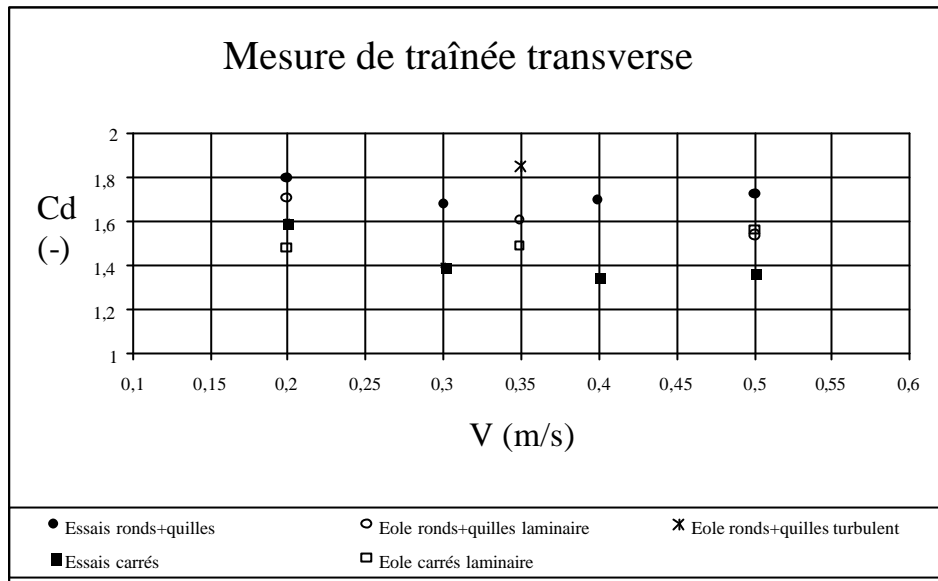
Cependant, la formulation en régime laminaire donne des coefficients de traînée comparables aux résultats expérimentaux, alors que la structure tourbillonnaire de l'écoulement obtenu est bien plus complexe qu'en turbulent. A la place d'un seul tourbillon qui s'étend sous la barge, on observe, en régime laminaire, la formation

successive de plusieurs vortex au niveau du premier angle, qui grossissent et alimentent un second vortex en aval de la barge.

6 PERSPECTIVES FUTURES

Deux axes de recherches sont prévues et s'inscrivent totalement dans la phase 2 de ce projet CLAROM :

- d'une part l'amélioration du traitement des cellules mixtes à la surface libre en régime turbulent,
- Et d'autre part les calculs des coefficients hydrodynamiques en roulis forcé.



Variation du coefficient de traînée en fonction de la vitesse de l'écoulement incident.

7 REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé dans le cadre d'un projet CLAROM. Les auteurs tiennent à remercier l'ensemble des partenaires : BOS, BV, DGA/DCE/BEC, DORIS, ESIM, IFREMER, PRINCIPIA, SIREHNA, STOLT, TOTALFINAELF.

8 RÉFÉRENCES

- [1] C. de Jouët, H. Viviand, S. Wornom, et J.M. Le Gouez, « Pseudo-compressibility Methods for Incompressible Flow Calculation », 4th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, University of California at Davis, 1991.
- [2] J.J. Gorski, « A New Near-Wall Formulation for the $k - \epsilon$ Equations of Turbulence », AIAA 24th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, 1986.
- [3] L. Cambier, B. Escande et J.P. Veullot, « Calculs d'écoulements internes à grand nombre de Reynolds par résolution numérique des équations de Navier-Stokes », AGARD, Conf. Proceeding, No 401, Munich, 1986.
- [4] C. de Jouët, O. Laget, J.M. Le Gouez et S. Rigaud, « Calculs de résistance à l'avancement à l'aide d'une méthode de Volume Of Fluid (VOF), Sixièmes journées de l'hydrodynamique, Nantes, 24-26 février 1997.
- [5] J.M. Le Gouez, « Ballottements et impacts dans un réservoir d'automobile, Modélisation numérique », Rapport PRINCIPIA RET.77.359.01, Décembre 1997.
- [6] J.M. Le Gouez, C. de Jouët, O. Laget, et N. Préioni, « An Advanced Modelling of Liquid Sloshing in Launchers », Premier colloque européen sur la technologie des lanceurs, Toulouse, décembre 1999.
- [7] R. Marcer, P. Le Cottier, H. Chaves, B. Arguerolles, C. Habchi et B. Barbeau, « A validated Numerical Simulation of Diesel Injector Flow using a VOF Method », International Fall Fuels and Lubricants Meeting and Exposition Baltimore, Maryland, october 16-19, 2000, SAE Technical Paper Series 2000-01-2932.
- [8] Rapport Sirehna, « CLAROM, Roulis et courant sur barges », Tâche 2: Essais en bassin à grande échelle, Juillet 1999.
- [9] Fiche de projet CEPM M6401/99.
- [10] Rapport Principia, « Amélioration de la prédiction du roulis à la résonance et des efforts de courant pour les barges de production », Tâche 3 : Calculs CFD, Définition des cas tests, septembre 1999.
- [11] R. D. Blevins, « Flow-induced vibration », Van Nostrand Reinhold, 1977
- [12] O.M. Faltinsen, « Sea Loads on Ships and Offshore Structures », Cambridge University Press 1990.

Figure 3 : Barge à angles vifs – Ecoulement laminaire – $V = 0.35$ m/s

VISUALISATION DU MODULE DE LA VITESSE ET DES LIGNES DE COURANT

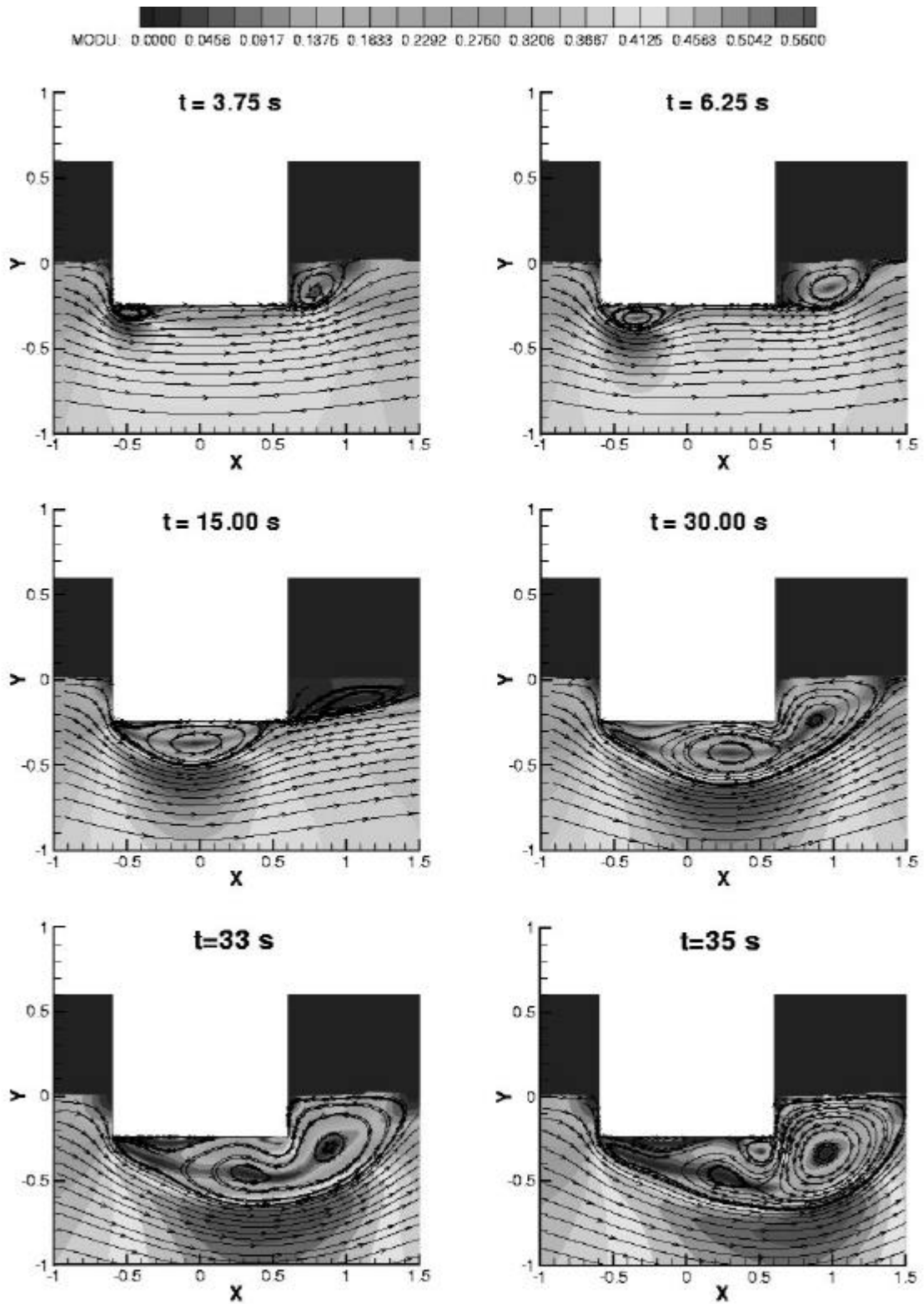


Figure 4 : Barge à angles vifs – Ecoulement laminaire, $V = 0.35$ m/s

VISUALISATION DU CHAMP DE PRESSION

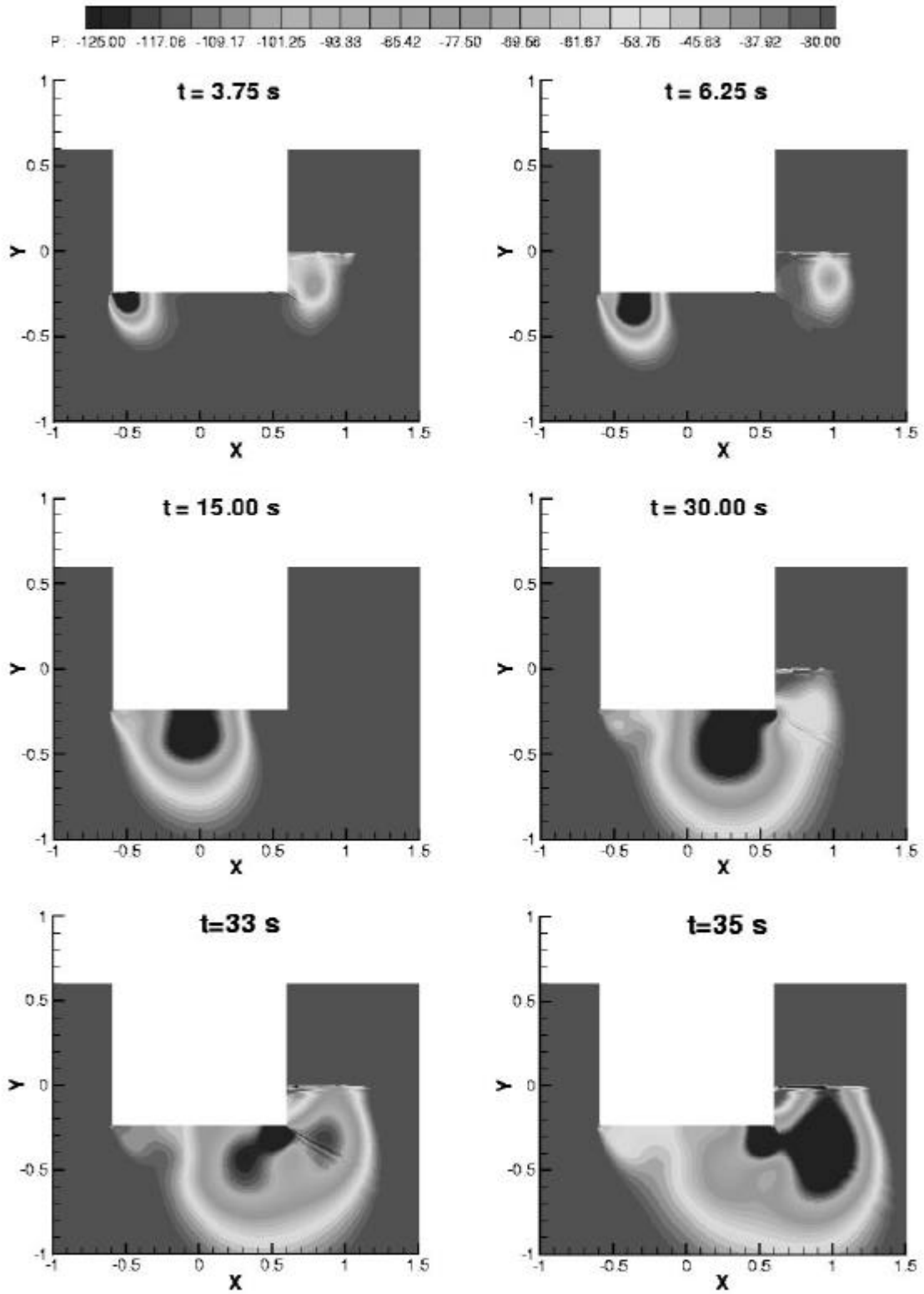


Figure 5 : Barge à coins arrondis avec quilles – Ecoulement laminaire $V = 0.35$ m/s

VISUALISATION DU MODULE DE LA VITESSE ET DES LIGNES DE COURANT

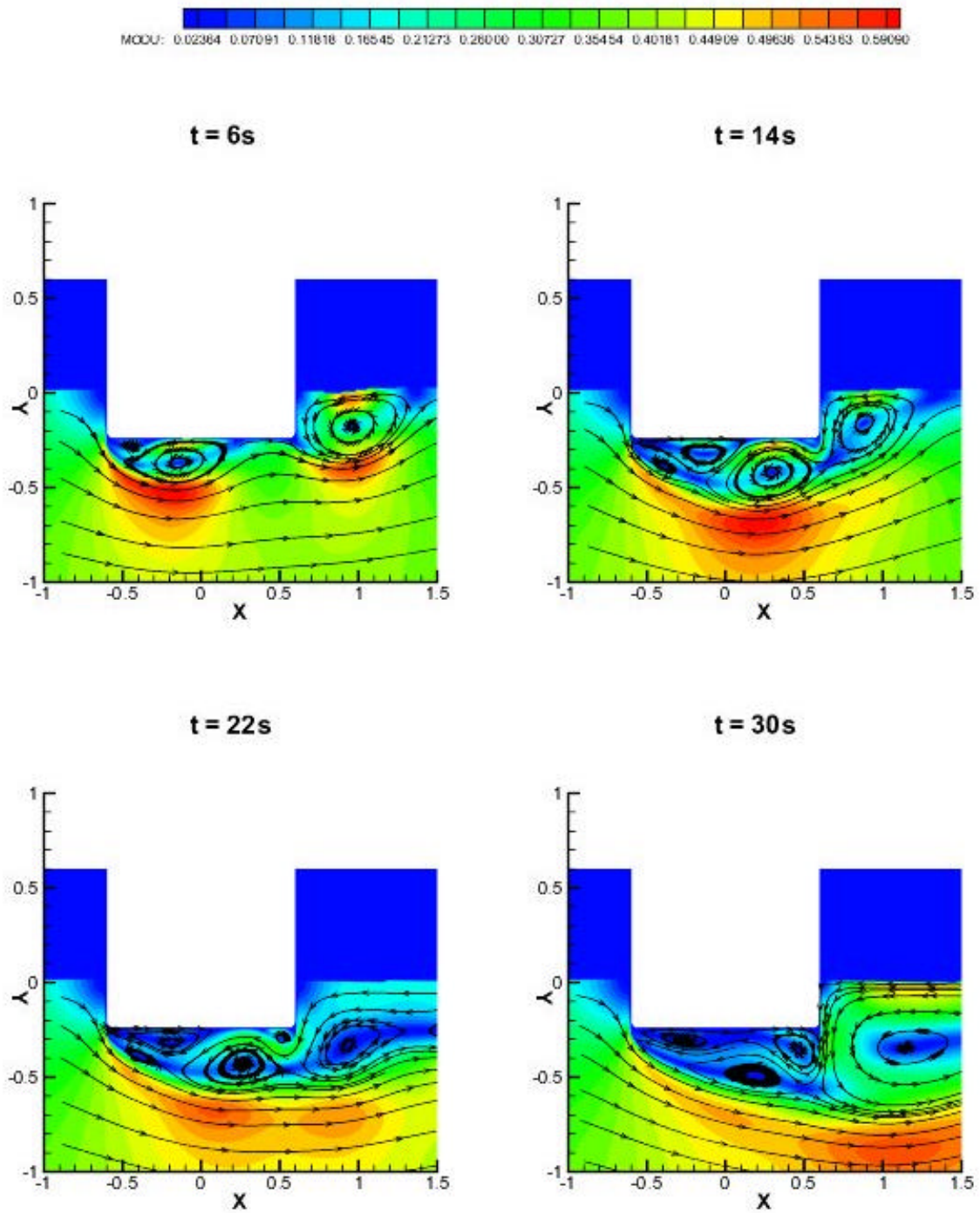
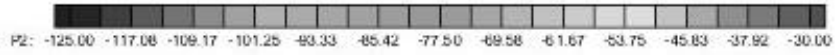
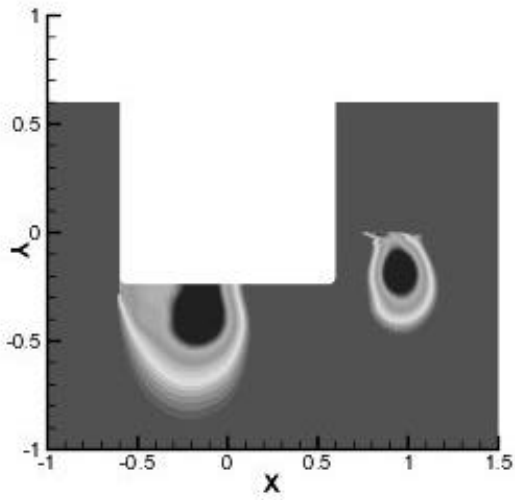


Figure 6 : Barge à coins arrondis avec quilles – Ecoulement laminaire $V = 0.35 \text{ m/s}$

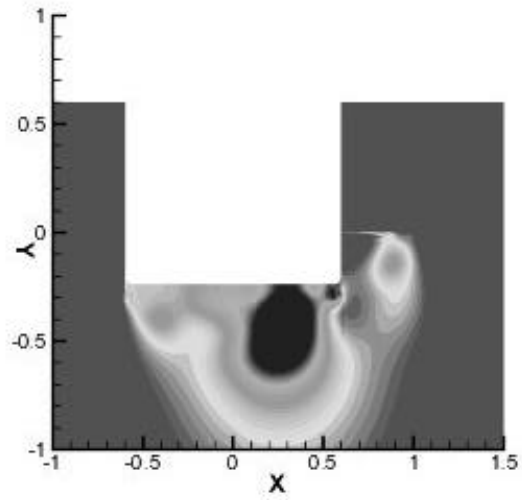
VISUALISATION DU CHAMP DE PRESSION



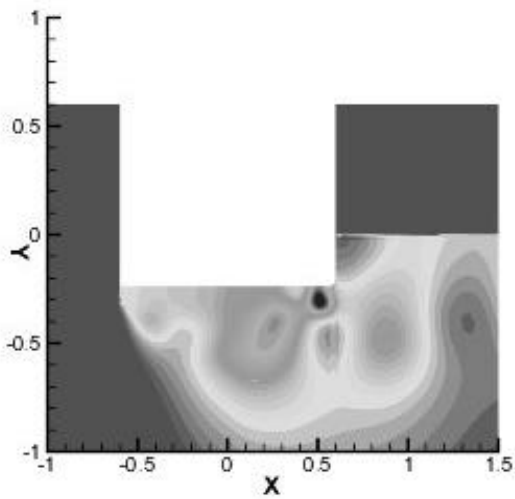
t = 6s



t = 14s



t = 22s



t = 30s

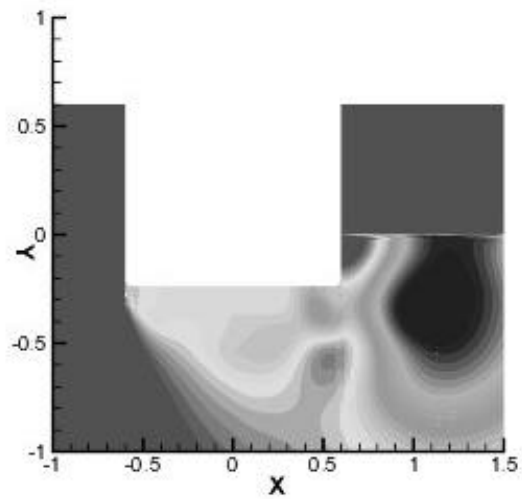


Figure 7 : Barge à coins arrondis avec quilles – Ecoulement turbulent $V = 0.35$ m/s

VISUALISATION DU MODULE DE LA VITESSE ET DES LIGNES DE COURANT

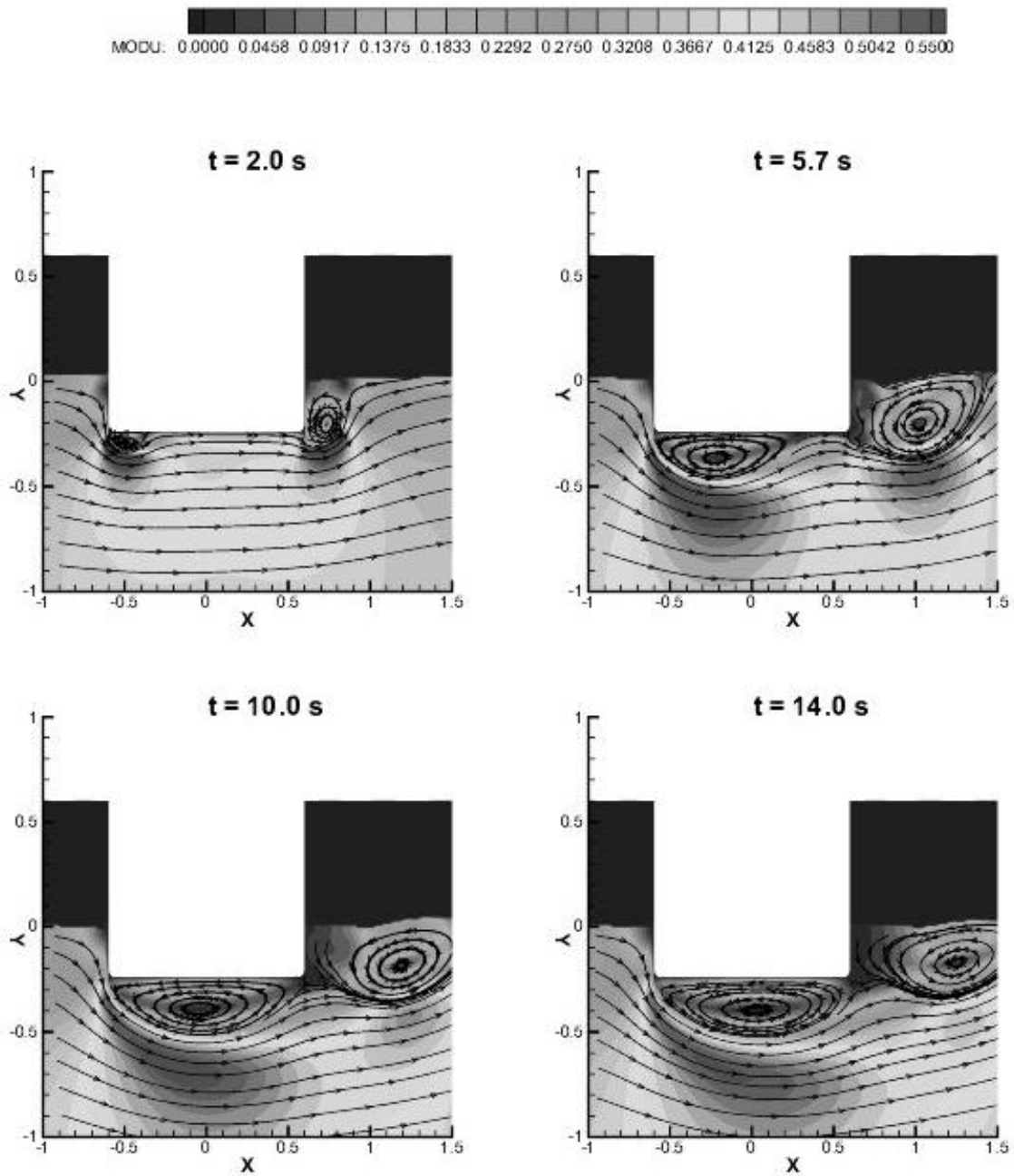


FIGURE 8 : BARGE A COINS ARRONDIS AVEC QUILLES – V=0.35 M/S

Efforts de traînée sur la barge (N)

