

SIMULATION D'UN FOIL AVEC INTERACTION FLUIDE STRUCTURE

COMPUTATION OF A FOIL WITH FLUID STRUCTURE INTERACTION

C. LOTHODE*, M. DURAND*, A. LEROYER**, M. VISONNEAU**,
M. DELAITRE*, Y. ROUX*, L. DOREZ***

* K-Epsilon, 06560 Sophia Antipolis, mathieu@k-epsilon.com

** École Centrale de Nantes, 44300 Nantes alban.leroyer@ec-nantes.fr

*** Groupama Sailing Team, 56100 Lorient, loic@groupamasailingteam.com

14 novembre 2012

Résumé

Le but de ce papier est de simuler le comportement dynamique du foil de Groupama 3. Les foils sont des profils de faible épaisseur, situés sous les coques de navires, permettant de soulager ceux-ci. Cette étude se situe dans le contexte de l'America's Cup 2013 qui verra l'apparition d'un nouveau type de multicoque haute performance.

À haute vitesse, les foils sont structurellement soumis à d'importants efforts hydrodynamiques et à des mouvements dus à la mer. Les déformations subies sont alors non-négligeable et des risques de ventilation, cavitation et vibrations peuvent amener à des modifications importantes des efforts hydrodynamiques et à la détérioration du foil. Il est donc nécessaire de quantifier correctement leur déformations et leur réponses à des efforts dynamiques.

L'interaction foil / eau est un problème de couplage fort, dû à la faible épaisseur de celui-ci. Dans ce papier, le problème est résolu par deux codes partitionnés, fluide et structure. Les deux problèmes principaux de ce type de couplage de codes sont la stabilité numérique et le remaillage. Ces problématiques sont détaillées et des résultats présentés.

Un premier cas issu de la littérature est étudié pour effectuer une validation du couplage. Ce cas test est la plaque de Hübner qui est excitée par des vortex (VIV). Ce cas est très demandeur tant au niveau de la précision du couplage que de la déformation du maillage.

Enfin, le foil de Groupama 3 est étudié dans une forme simplifiée (seul sans surface libre) puis dans des conditions réalistes (avec surface libre et dans des vagues).

Summary

In this paper, a dynamic computation of the Groupama 3 foil is performed. Foils are thin profiles, placed under the hull of a ship, allowing it to provide a lifting force. This study is placed in the context of the America's Cup 2013 which will see the appearance of a new kind of high performance multihulls.

At high speed, foils are subject to intense hydrodynamic forces and to movement due to the sea. The deformations are then sizeable and there is a risk of ventilation, cavitation or vibration that could lead to important modification of the hydrodynamic forces or to the destruction of the foil. It is therefore necessary to quantify correctly its deformation and its response to dynamical efforts.

The foil/water interaction is a strongly coupled problem, due to the thickness of the object. In this paper, the problem is solved using a partitioned approach. The main problems resulting of such a method are the numerical stability and remeshing. These problem are detailed and some results presented.

As a first test case, the simulation of the vortex excited elastic plate proposed by Hübner is presented. This case is very demanding in terms of coupling stability and mesh deformation.

Then, the foil of Groupama 3 is modelled in a simplified form (without hull and free surface) then in more realistic conditions (with free surface and waves).

I – Solveurs

Le solveur utilisé est un algorithme de couplage de type quasi-monolithique avec des solveurs fluide et structure partitionnés. Les deux solveurs sont décrits dans la suite ainsi que le couplage des méthodes et la stratégie de couplage générale.

I – 1 Fluide : ISIS-CFD

Le solveur ISIS-CFD, du logiciel FINE/MarineTM, est développé par l'équipe DSPM du laboratoire LHEEA. Ce solveur est basé sur la résolution des équations de Navier-Stokes en moyenne de Reynolds (RANSE) sous une forme fortement conservative. Il repose sur une méthode volumes finis généralisée à des maillages non-structurés composés de volumes polyédriques arbitraires [WKR⁺11]. Le champ de vitesse est obtenu à partir des équations de conservation de quantité de mouvement et la pression est déterminée selon la contrainte d'incompressibilité transformée en équation de pression. Le couplage vitesse-pression est assuré par un algorithme de type SIMPLE. L'ensemble des variables est stocké au centre des volumes de contrôle. Les intégrales de volume et de surface sont évaluées par des approximations précises au second ordre. Le mode de discrétisation temporelle utilisé nominalement pour les calculs instationnaires est une méthode du deuxième ordre décentrée à deux pas de temps. À chaque pas de temps, une boucle interne (appelée "boucle non-linéaire") associée à une linéarisation de Picard est effectuée pour résoudre les non-linéarités.

La formulation ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) des équations permet de prendre en compte des déformations de maillage, par exemple lorsque celles-ci sont liées à la déformation d'une interface fluide-structure. Plusieurs modèles de turbulence sont implémentés dans ISIS-CFD. Dans cette étude, le modèle utilisé est le modèle SST $k - \omega$ [MKL03].

I – 2 Structure : ARA

Le code structure ARA a été développé par la société K-Epsilon lors du projet VOILEnav [ABHD12]. Ce code a été développé initialement pour simuler les gréements des voiliers : voiles, mât et haubanage.

Le principe est de calculer l'équilibre dynamique à chaque pas de temps d'un ensemble de fonctions éléments. La fonction élément reçoit en entrée les variables structure, à savoir les positions, vitesses et accélérations en chacun de ses nœuds. Elle peut contenir des variables internes dans le cas de déformation plastiques ou visqueuses, et elle calcule les efforts en chaque nœuds, ainsi que la dérivée des efforts par rapport aux variables. Ces dérivées sont appelés matrice de masse $[M] = \frac{\partial F}{\partial \dot{x}}$, d'amortissement $[D] = \frac{\partial F}{\partial \ddot{x}}$ et de rigidité $[K] = \frac{\partial F}{\partial x}$. Ces fonctions éléments peuvent être différents types d'éléments finis, mais aussi des méthodes de pénalisation pour les contacts et les glissements. L'interface fluide-structure elle-même est considérée par le code structure dans le couplage comme un élément.

Le schéma en temps utilisé est celui de Newmark-Bossak. Ce schéma a été choisi pour son compromis entre le filtrage nécessaire des hautes fréquences, la précision des basses fréquences, et l'absence de création d'énergie dans le cas de non-linéarités fortes.

Éléments utilisés

Si dans le code de nombreux éléments sont utilisés, pour le cas du foil, seuls les éléments de type poutre serviront à modéliser celui-ci. Ces éléments sont des poutres de Timoshenko, avec une hypothèse de petites déformations ce qui permet d'obtenir une matrice constante dans le repère local. Les deux extrémités de chaque poutre sont définies grâce à deux points et deux quaternions permettent de définir la tangente des poutres.

Plus de détails sur l'algorithme de résolution non-linéaire utilisé seront trouvés dans [Dur12].

I – 3 Couplage

Le couplage fluide-structure pose quatre problèmes : la continuité des contraintes à l'interface, la déformation de l'interface, la déformation du maillage fluide et l'algorithme de couplage.

I – 3.1 Continuité des efforts

La parfaite continuité des efforts ne peut être assurée à cause de la différence de méthode de discrétisation des contraintes entre le fluide et la structure. Aussi une méthode consistante est utilisée (voir

[Dur12]). Cela revient à intégrer les efforts fluides sur les faces fluides :

$$\mathbf{F}_M = \int_{\Gamma} (p \mathbf{n} + \boldsymbol{\tau} \cdot \mathbf{n}) d\Gamma$$

puis à transporter ces efforts vers les degrés de libertés de l'élément poutre le plus proche de cette face.

I – 3.2 Déformation de l'interface

L'interface fluide-structure est ici entièrement définie par les faces fluides. Ainsi, chaque nœud fluide est projeté sur les éléments poutres, afin d'obtenir une position paramétrée du point de projection, mais aussi un vecteur lié au repère local de la poutre non déformée. Une fois déformée, la déformation 3D de la fibre neutre est calculée, mais aussi la variation du repère local depuis le point 1 jusqu'au point 2 qui évolue de manière polynomiale. La position du nœud fluide est alors calculée à partir de cette fibre neutre déformée ainsi que du repère local (voir FIGURE 1).

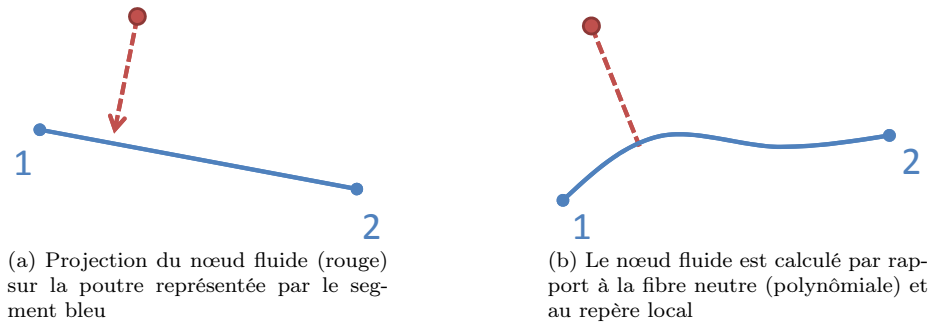


Figure 1 – Schéma de la déformation d'un nœud fluide lié à une poutre.

I – 3.3 Déformation de maillage

Suite à la déformation de l'interface, l'ensemble du maillage du domaine fluide doit être déformé à chacune des sous-itérations de couplage. Vu le nombre d'appel à cette méthode, la déformation doit être rapide. Pour cela, la procédure de déformation de maillage par propagation de l'état de déformation, décrite dans [Dur12] est utilisée ici. Dans cette technique, le déplacement rigide (translation et rotation) de chaque face de l'interface est calculé. Ce déplacement est alors propagé à l'ensemble des nœuds de proche en proche depuis cette interface jusqu'aux frontières du domaine fluide.

I – 3.4 Algorithme quasi-monolithique

L'algorithme de résolution globale est basé sur la technique quasi-monolithique. Cette technique est un couplage implicite adapté aux calculs partitionnés, tout en conservant les propriétés de convergence et de stabilité de la méthode monolithique. Pour cela, la résolution structure est insérée dans la boucle de résolution du solveur fluide. L'algorithme de résolution fluide est ainsi conservée. La résolution structure est alors réalisée jusqu'à convergence à chaque itération fluide. Enfin, un élément « interface » est ajoutée au solveur structure. Cet élément est réalisé à partir de la matrice Jacobienne de l'interface. Dans le cas d'une matrice Jacobienne exacte, la procédure de calcul est alors identique à un calcul monolithique. De même que dans les méthodes quasi-Newton, une matrice tangente simplifiée peut être utilisée, une matrice Jacobienne simplifiée est utilisée dans le code structure.

L'utilisation de la matrice Jacobienne n'est pas nécessaire, même pour les problèmes fortement couplés. Néanmoins, sa présence permet de s'affranchir d'une sous-relaxation trop faible entraînant alors un trop grand nombre d'itérations de couplage.

Avec la méthode présentée, le temps de calcul fluide structure et le ratio entre le temps de calcul fluide seul est compris entre 1 et 2.

II – Cas tests

II – 1 Littérature : filament d'Hübner

Pour commencer, un cas test classique de la littérature est étudié : le cas test de Hübner, issu de [HWD04]. Celui-ci a repris le cas-test du filament de Wall et Ramm [RW98] en changeant certaines

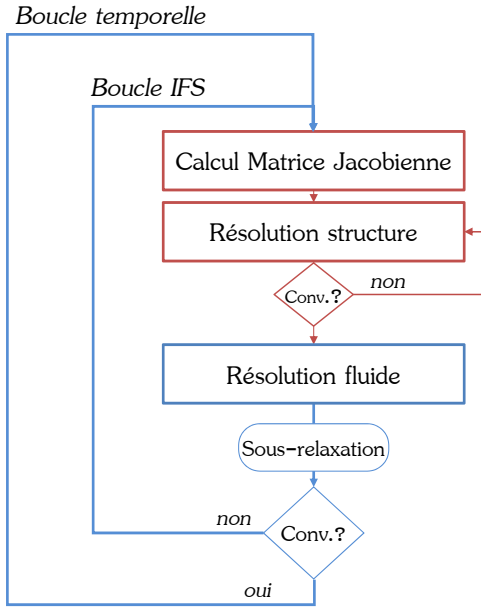


Figure 2 – Algorithme de la stratégie de couplage quasi-monolithique. En bleu le schéma de résolution fluide, en rouge l’ajout de l’algorithme de résolution structure et du calcul de la matrice Jacobienne de l’interface.

conditions aux limites ainsi que les caractéristiques de la structure. Celle-ci est à présent plus élastique, ce qui engendre de plus grandes déformations et rend ce cas plus difficile à calculer.

Les paramètres de Hübner ont été repris par la suite, notamment par Valdès et Vázquez [VMO09], puis par Guillaume De Nayer en 2008 dans [DN08]. Celui-ci a légèrement modifié les dimensions du domaine de calcul proposé par Hübner, qu’il jugeait trop petites. Ce sont ces mêmes dimensions qui seront utilisées dans ce cas-test (cf. FIGURE 3 et TABLE 1).

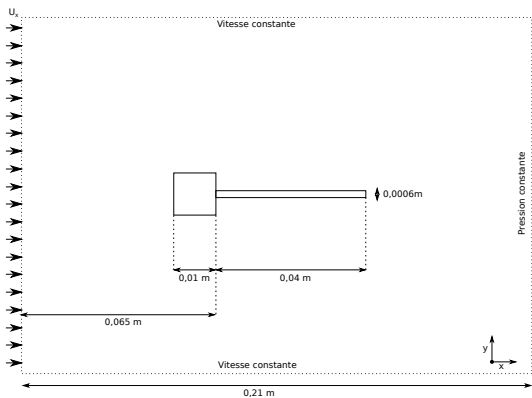


Figure 3 – Schéma de la simulation

Données fluide			
Masse volumique du fluide	ρ_f	1,18	$kg.m^{-3}$
Viscosité dynamique	μ_f	$1,82 \times 10^{-5}$	$Pa.s$
Vitesse d’entrée	U_x	0,315	$m.s^{-1}$
Données structure			
Côté du carré	a	0,01	m
Longueur du filament	L	0,04	m
Épaisseur du filament	d	0,0006	m
Module d’Young	E	0,2	MPa
Masse volumique du filament	ρ_s	2000	$kg.m^{-3}$
Coefficient de Poisson	ν	0,35	

TABLE 1 – Propriétés du fluide et de la structure

D’après les données fluides, le nombre de Reynolds vaut 200. Les calculs ont donc été effectués en régime laminaire. Le temps physique de la simulation est d’environ 25 s et le pas de temps est $\Delta t = 0,001s$. Le maillage du domaine fluide a été généré avec HEXPRESSTM, mailleur du logiciel FINE/MarineTM. Il comporte 111452 cellules et 132782 sommets. Le filament est composé de 100 éléments poutres.

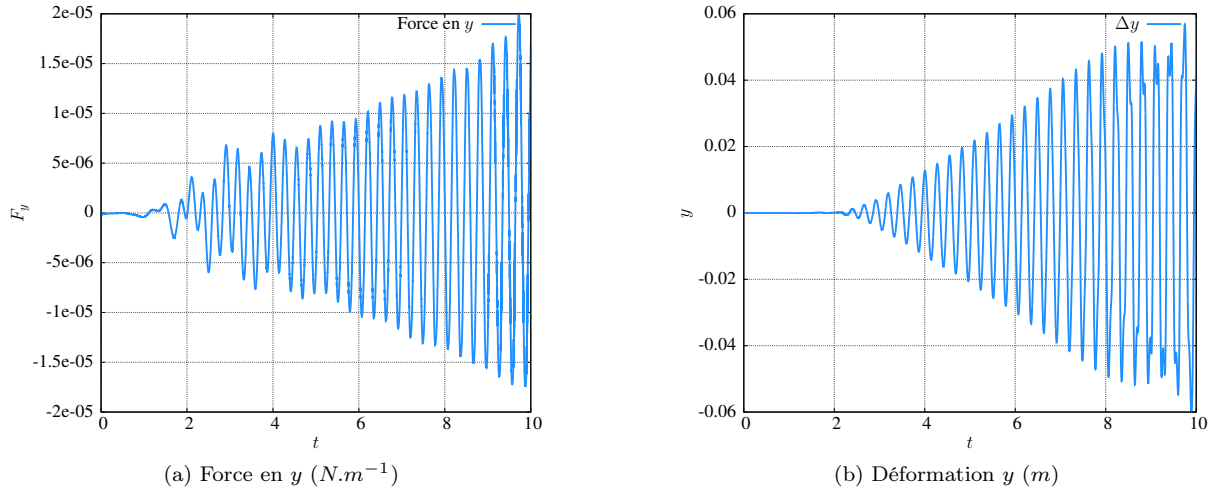


Figure 4 – Évolution des efforts et déformation en y

Les résultats obtenus par Hübner montrent une amplitude de $6cm$: ce qui est en accord avec la FIGURE 5. De plus, la fréquence obtenue ($3.15 \pm 0.05Hz$) est également très proche de celle obtenue dans la littérature ($3.22Hz$ pour De Nayer, $3.10Hz$ pour Hübner).

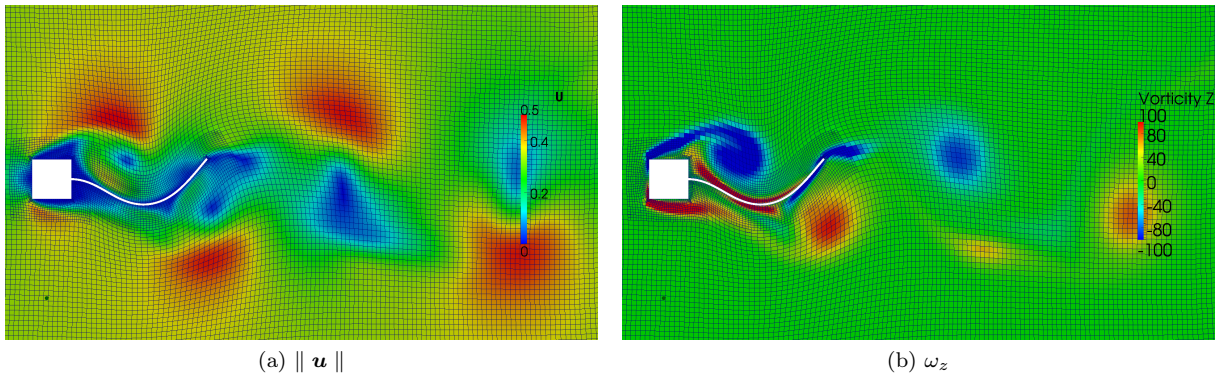


Figure 5 – Déformation du maillage et création de tourbillons en régime établi

La FIGURE 5 montre le résultat de la déformation de maillage par propagation de l'état de déformation.

La plaque oscille en phase avec la création de tourbillon par le bloc carré. On peut voir les tourbillons évoluer dans le sillage dans la FIGURE 5b avec des tourbillons caractérisés par une vorticité horaire en bleu et anti-horaires en rouge.

II – 2 Foil

Un foil est l'équivalent d'une aile d'avion pour un navire. Son utilité peut aller de la simple aide à la flottaison comme c'est le cas pour de nombreux trimarans de courses à son utilisation pour soulever littéralement toute la coque hors de l'eau comme c'est le cas pour l'Hydroptère. Les foils sont disposés sur les deux coques extrêmes (aussi appelées flotteurs). Les foils peuvent être relevés pour régler leur influence.

Le foil étudié est celui de Groupama 3, trimaran de 105 pieds (32 m) et 18 tonnes, qui a notamment battu le record Jules Vernes (Tour du monde sans escale en équipage). Ce bateau a révolutionné la conception des bateaux hauturier en étant plus léger et en incluant notamment des foils.



Figure 6 – Groupama 3

Le foil est de type courbe, et consiste globalement en un profil asymétrique extrudé. Il possède un winglet à son extrémité pour limiter la traînée induite.

II – 2.1 Foil seul

Dans ce cas, un foil simplifié est utilisé. Ce foil consiste en une extrusion d'un profil NACA 4512, selon un arc de cercle de $3m$ de rayon, sans winglet. La fibre neutre est située à 5 cm en avant du centre du foil. Les valeurs structurelles sont les suivantes :

Longueur	4 m	Inertie en Flexion (I_x)	$7 \times 10^6 \text{ mm}^4$
Largeur	0.7 m	Inertie en Flexion (I_y)	$1 \times 10^9 \text{ mm}^4$
Masse	75 kg	Coefficient de cisaillement (G)	$3 \times 10^4 \text{ MPa}$
Module d'Young moyen	$2 \times 10^5 \text{ MPa}$	Inertie en Torsion (I_0)	$3 \times 10^6 \text{ mm}^4$
Section moyenne	$8 \times 10^3 \text{ mm}^2$		

TABLE 2 – Données structurelles simplifiées

Le maillage structure est composé de 14 éléments poutres, dont le nœud de l'extrémité haute est bloqué en position et rotation (encastrement).

Dans un premier temps, un calcul quasi-statique est effectué afin de prédire la position d'équilibre du foil. Des itérations fluides sont effectuées jusqu'à convergence, suivies d'itérations structures, elles aussi jusqu'à convergence. Un bouclage est alors réalisé jusqu'à convergence de l'ensemble.

Les résultats obtenus sur ce foil sont compilés dans la TABLE 3. Ces résultats sont obtenus pour une vitesse du fluide de $15\text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Le fluide est monophasique.

	Position z	Efforts z
Foil non déformé	-1.351 m	$7.434 \times 10^4 \text{ N}$
Foil déformé	-0.756 m	$9.316 \times 10^4 \text{ N}$
Différence	0.595 m	$1.882 \times 10^4 \text{ N}$

TABLE 3 – Différence entre un calcul avec ou sans interaction fluide structure

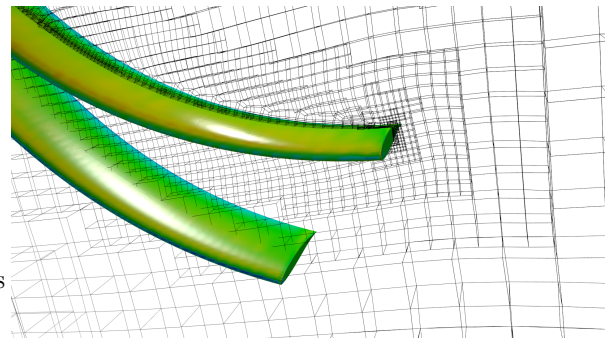


Figure 7 – Déformation du foil non déformé et déformé et visualisation du maillage déformé

Les gains en portance sont importants (+25%) alors que la traînée est peu augmentée (+3%) (voir TABLE 3). En ajustant bien la position de la fibre neutre par rapport au centre de poussée, cette relation peut être optimisée selon l'effet recherché par les concepteurs. À cette vitesse, pour un foil déformé, la poussée représente 50% du poids du bateau.

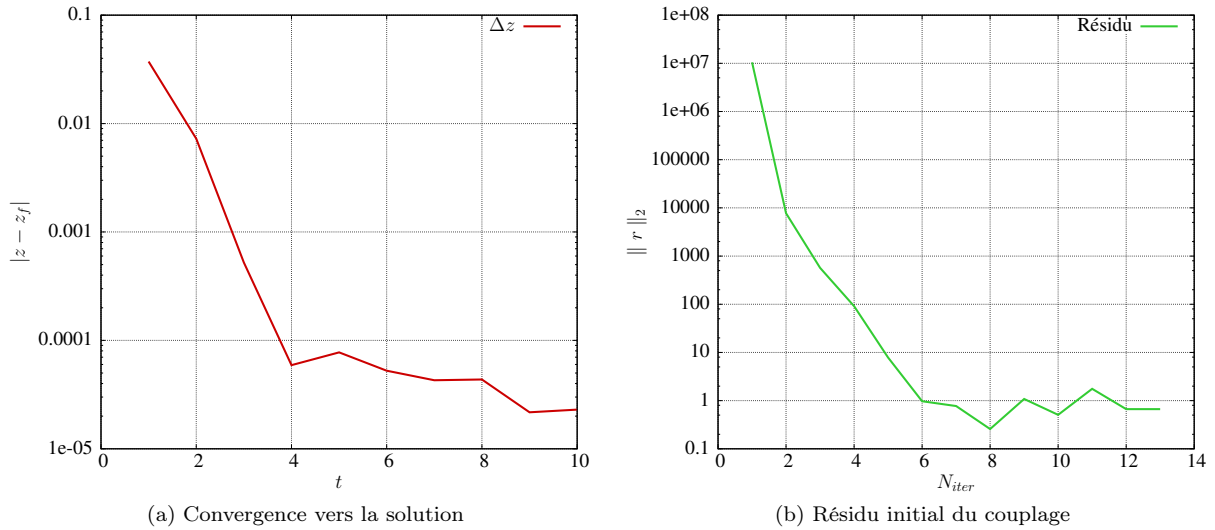


Figure 8 – Convergence vers la solution

La FIGURE 8 montre la convergence quasi-statique. On remarque que la position trouvée est bien convergée. Le résidu initial du couplage (avant convergence structure) diminue d'un ordre par itération de couplage. Après seulement 6 itérations quasi-statiques la solution est convergée.

II – 2.2 Foil et Coque dans des vagues

Dans cette partie, la géométrie issue de la CAO de Groupama est utilisée : un foil avec winglet et la coque tribord. Des simulations instationnaires d'interaction fluide structure sont réalisées sur le foil encastré dans la coque, soumis aux vagues. Une surface libre est imposée à $z = 0$. La coque est fixe et l'ensemble des nœuds du foil interne à la coque sont bloqués en translation et rotation.

À $t = 0$, la vitesse du bateau est nulle, puis la vitesse est imposée une rampe de type $\frac{1}{4}$ de sinuséide jusqu'à $15m \cdot s^{-1}$. Les vagues démarrent à $t = 0s$, $45m$ devant le foil (frontière du domaine) et atteignent le foil vers $t = 6s$. La houle incidente est une houle de Stokes de 1^{er} ordre caractérisée par une amplitude de $1m$ et une période de $3s$.

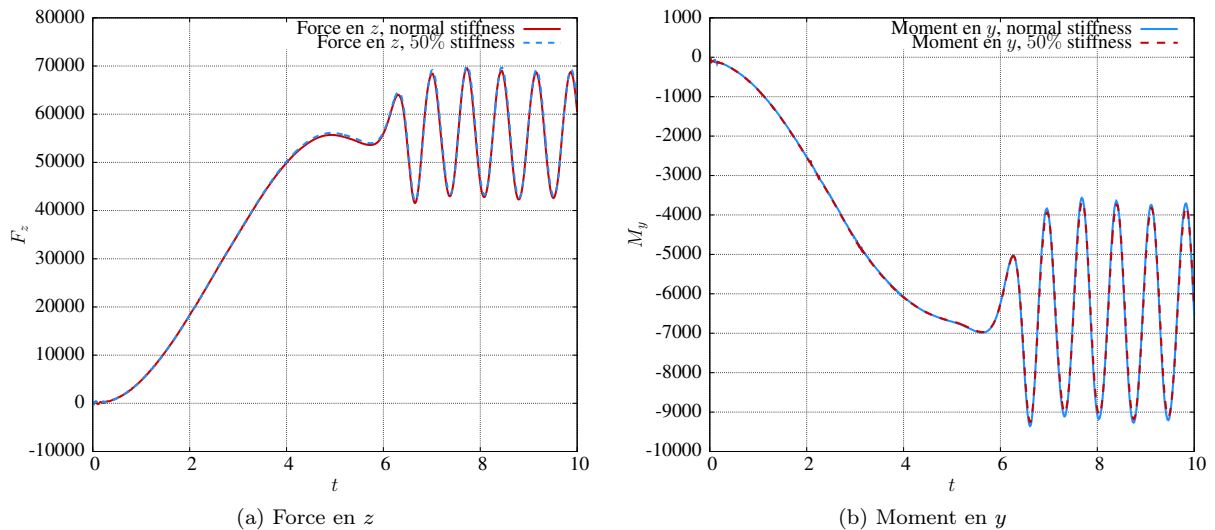


Figure 9 – Forces et moments sur l'ensemble du *foil*

La FIGURE 9 montre la variation de l'effort de poussée et du moment de torsion au niveau du foil. La variation de poussée est de $56 \pm 12 \times 10^3 N$. Sur la FIGURE 10, la rigidité en flexion est divisée par 2 et les résultats sont comparés à la rigidité de référence. La modification de l'inertie en flexion, bien

que modifiant de manière importante le comportement de la structure, ne modifie que très peu les efforts hydrodynamiques (de -2.42% à $+1.15\%$).

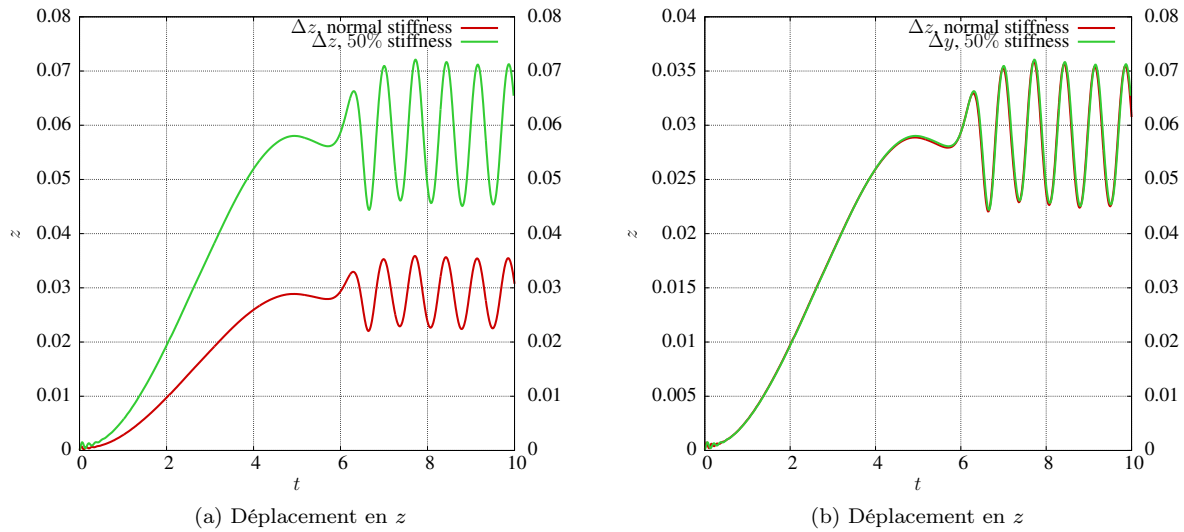


Figure 10 – Déplacement en z

Les efforts hydrodynamiques ne sont pas modifiés de manière importante entre les deux cas (inertie en flexion normale et divisée par deux). Il est donc logique de constater que la déformation en flexion est deux fois plus importante (de 3cm à 6cm) avec une inertie deux fois plus faible. De même, l'amplitude des oscillations est multipliée par deux.

Il est intéressant de noter qu'avec les mêmes propriétés structurales, le fait de tenir le foil à la sortie de la coque et non à l'extrémité change drastiquement la déformation de ce dernier : la déformation passant alors de 60 cm à une déformation de seulement 3 cm .

Étant donné l'importance de la condition limite structurale du foil, il serait intéressant de comparer d'autres types d'encastremets plus réalistes.

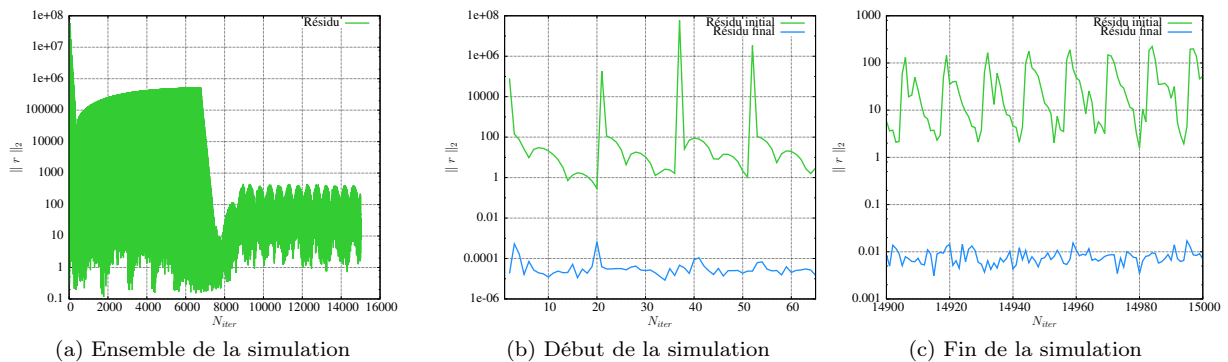


Figure 11 – Résidu initial du couplage

La FIGURE 11 nous permet de conclure sur la convergence du couplage. En effet, le résidu initial diminue rapidement au cours des itérations non-linéaires fluides jusqu'à convergence. De plus, la prise en compte de la matrice jacobienne de l'interface permet une convergence en 20 itérations là où un algorithme classique avec une sous-relaxation nécessiterait une centaine de sous-itérations. Un calcul en fluide seul nécessite 15 itérations.

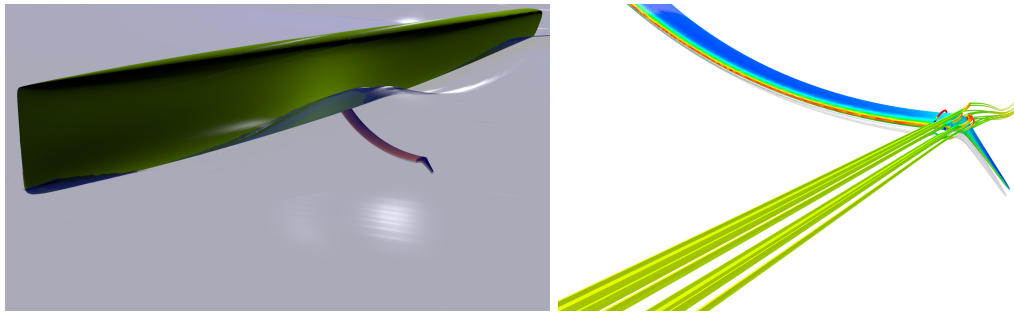


Figure 12 – Aperçu de la simulation

Conclusion

Des résultats du couplage partitionné entre un solveur fluide visqueux incompressible et un code structure sont présentés pour des cas fortement couplés. Un premier cas académique sur le cas de Hübner permet de valider la méthode de l'interaction poutre–fluide. Ensuite, un foil d'un trimaran haute-performance est présenté avec des résultats en quasi-statique et en dynamique dans des vagues.

Néanmoins, la variation importante des efforts verticaux remet en cause l'hypothèse d'une coque fixe lorsque des vagues sont imposées. Un mouvement libre en enfoncement et assiette serait plus adapté.

De plus, le cahier des charges de ce voilier étant de faire un tour du monde sans escale, il a été conçu avant tout de manière fiable et sûre. Les foils sont donc plus petits en proportion que ceux d'un trimaran de 60 pieds (18 m) pour la même génération. Pour utiliser des foils plus grands sur ce type de bateau, il faudra calculer la déformation en navigation de manière à prédire la stabilité du bateau et également de dimensionner leurs structures.

Il serait également intéressant d'étudier des phénomènes vibratoires potentiellement destructifs tel que le flottement.

Références

- [ABHD12] B. Augier, P. Bot, F. Hauville, and M. Durand, *Experimental validation of unsteady models for fluid structure interaction : Application to yacht sails and rigs*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics **101** (2012), 53–66.
- [DN08] G. De Nayer, *Interaction fluide-structure pour les corps élancés.*, Ph.D. thesis, École Centrale de Nantes, 2008.
- [Dur12] M Durand, *Interaction fluide-structure souple et legere, applications aux voiliers*, Ph.D. thesis, Ecole Centrale Nantes, 2012.
- [HWD04] B. Hübner, E. Walhorn, and D. Dinkler, *A monolithic approach to fluid–structure interaction using space–time finite elements*, Computer methods in applied mechanics and engineering **193** (2004), no. 23, 2087–2104.
- [MKL03] FR Menter, M. Kuntz, and R. Langtry, *Ten years of industrial experience with the sst turbulence model*, Turbulence, heat and mass transfer **4** (2003), 625–632.
- [RW98] E. Ramm and WA Wall, *Fluid-structure interaction based upon a stabilized (ale) finite element method*.
- [VMO09] J.G. Valdés, J. Miquel, and E. Oñate, *Nonlinear finite element analysis of orthotropic and prestressed membrane structures*, Finite Elements in Analysis and Design **45** (2009), no. 6–7, 395 – 405.
- [WKR⁺11] J. Wackers, B. Koren, HC Raven, A. van der Ploeg, AR Starke, GB Deng, P. Queutey, M. Visonneau, T. Hino, and K. Ohashi, *Free-surface viscous flow solution methods for ship hydrodynamics*, Archives of Computational Methods in Engineering **18** (2011), no. 1, 1–41.