



**HAL**  
open science

# Mesures et simulations : démarche et étapes pour une meilleure connaissance de l'hydrodynamique des palettes d'aviron

Alban Leroyer, Sophie Barré, Jean-Michel Kobus

## ► To cite this version:

Alban Leroyer, Sophie Barré, Jean-Michel Kobus. Mesures et simulations : démarche et étapes pour une meilleure connaissance de l'hydrodynamique des palettes d'aviron. Sport Measure and Simulation SMS 2011, May 2011, Poitiers, France. 10.1051/sm/2011160 . hal-01203218

**HAL Id: hal-01203218**

**<https://hal.science/hal-01203218>**

Submitted on 18 Jan 2022

**HAL** is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



Distributed under a Creative Commons Attribution - NonCommercial 4.0 International License

# Mesures et simulations : démarche et étapes pour une meilleure connaissance de l'hydrodynamique des palettes d'aviron

Alban Leroyer<sup>1</sup>, Sophie Barré<sup>2,3</sup> et Jean-Michel Kobus<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Laboratoire de Mécanique des Fluides (UMR CNRS 6598), Équipe modélisation numérique, École Centrale de Nantes, Nantes, France

<sup>2</sup> Laboratoire de Mécanique des Fluides (UMR CNRS 6598), Équipe hydrodynamique navale et génie océanique, École Centrale de Nantes, Nantes, France

<sup>3</sup> École Nationale de Voile et des Sports Nautiques, Quiberon, France

**Résumé.** L'objectif de cet article est de décrire l'état des travaux expérimentaux et numériques réalisés au Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'École Centrale de Nantes pour étudier l'écoulement autour des palettes d'aviron et de montrer leur complémentarité. Sont présentées les étapes franchies et à franchir pour parvenir à modéliser de façon fiable cet écoulement dans le cas de palettes et de coup d'aviron réel. L'objectif est de se donner les moyens de comprendre et d'analyser l'écoulement et de calculer précisément les efforts appliqués. En particulier, l'importance fondamentale de l'instationnarité et de la surface libre dans ce type d'écoulement est mise en évidence. Cette conclusion est fondée sur la confrontation entre, d'une part, des résultats d'essais en bassin des carènes sur des coups d'aviron simplifiés, et d'autre part, des simulations numériques réalisées sur ces mêmes coups avec différents modèles physiques et configurations choisies à cet effet. La présentation des étapes suivantes s'appuie sur un calcul probatoire portant sur un aviron flexible à l'échelle 1 reproduisant un fonctionnement réel.

**Mots clés :** Aviron, palette, hydrodynamique, mesures, simulations numériques

**Abstract. Experiments and simulations: approach and steps towards a better knowledge of the hydrodynamics of rowing blades.**

The goal of this article is to describe the numerical and experimental state of the research carried out at the Laboratory of fluid mechanics of Centrale Nantes to study the flow around rowing blades. The different steps towards the accurate modeling of a realistic rowing stroke are thus presented. The goal is to gain knowledge about this flow, to be able to analyze the flow and to compute accurately the fluid loads. In particular, the crucial roles played by the unsteadiness and by the free surface are clearly highlighted. This conclusion is based on the comparison between experimental data carried out in the towing tank using a simplified rowing stroke and numerical simulations reproducing these tests with different physical models. To go towards the next steps, preliminary numerical results of a flexible oar reproducing a real stroke are shown.

**Key words:** Rowing, oar blade, hydrodynamics, measure, CFD simulation

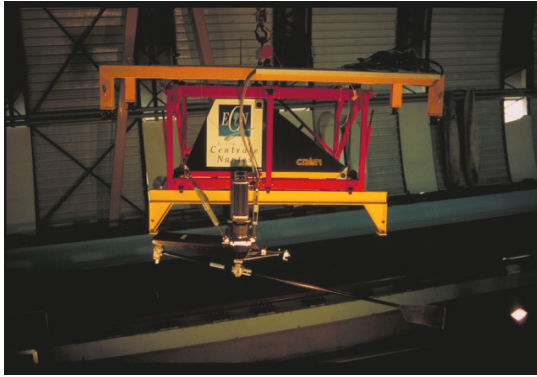
## 1 Introduction

Les paramètres qui régissent le fonctionnement du système complet bateau-avirons-rameurs peuvent être classés en trois catégories : ceux qui relèvent des réglages, ceux qui relèvent du matériel, et ceux qui relèvent de la technique sportive. Pour être utile aux pratiquants de haut niveau, l'analyse (voire l'optimisation) de ce système par la simulation numérique nécessite d'utiliser des modèles physiques suffisamment précis et validés. C'est la condition pour que les suggestions sur le choix optimal des nombreux paramètres qui régissent le fonctionnement du modèle représentant le système

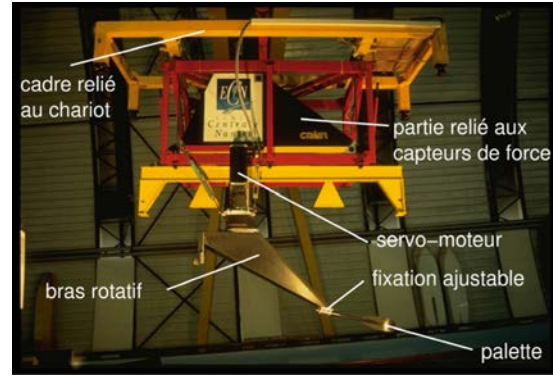
complet bateau-rameurs-avirons soit en adéquation avec les gains souvent minimes recherchés par les sportifs.

Cet objectif reste actuellement un défi scientifique d'autant que le fonctionnement du système, lorsqu'il est actionné par des rameurs de haut niveau est déjà assez proche de l'optimum.

Parmi les phénomènes mécaniques à modéliser, l'écoulement autour des palettes d'aviron, sujet de ce papier, est de loin le plus complexe. Les causes en sont la forte instationnarité de l'écoulement autour des palettes et la proximité de la surface libre qui se trouve ainsi violemment perturbée. Des modèles simples, voire rudimentaires (Pope, 1973 ; Wellicome, 1967), utilisés



(a)



(b)

Fig. 1. Dispositif expérimental pour les essais en bassin des carènes. (a) Palette échelle 1, (b) palette échelle 0,7.

pour estimer la force appliquée aux palettes, associés à une description réaliste du mouvement du rameur, suffisent à mettre en évidence le fonctionnement caractéristique du système. Au prix d'un recalage avec les mesures en navigation, ils permettent d'estimer la vitesse moyenne mais pas d'entrer dans le détail de l'influence de la technique et des réglages sur la performance.

Il y a encore une décennie, seule une approche expérimentale semblait envisageable pour estimer les efforts sur les palettes. Cette approche s'est appuyée sur des essais en laboratoire (Kinoshita, Miyashita, Kobayashi, & Hino, 2007 ; Barré, 1998 ; Barré & Kobus, 1998) et sur des essais en navigation réelle (Cabrerá, Ruina, & Kleshnev, 2006 ; Bettinelli, Placido, Susmel, & Tovo, 2010 ; Hofmijster, 2010). Ces derniers se sont démocratisés au fil du temps grâce au développement de moyens de mesures légers et peu intrusifs. L'article évoque la contribution des auteurs dans ce domaine.

Côté numérique, l'augmentation de la puissance des moyens de calculs et la maturité grandissante des outils de simulation numérique (encore dénommés CFD pour *Computational Fluid Dynamics*) rendent possibles des simulations prenant en compte des mouvements complexes de corps de forme quelconque en présence d'une surface libre fortement perturbée (Sliass & Tullis, 2010 ; Kinoshita *et al.*, 2007). Au Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF), les premières validations numériques, s'appuyant sur la comparaison avec des essais en bassin ont ainsi permis de mettre en évidence les deux influences fondamentales (instationnarité et surface libre) mettant ainsi en défaut les modèles reposant sur une approche quasi-statique.

Ce papier décrit une démarche qui utilise en complémentarité les approches expérimentale et numérique. Il met en exergue les problèmes spécifiques qui s'attachent à ces deux domaines. Il résume les étapes franchies et qui restent à franchir pour obtenir à terme une précision acceptable dans le calcul des efforts appliqués aux palettes

en fonctionnement réel depuis le début de l'immersion jusqu'à la sortie de l'eau et cela en tenant compte de la déformation des avirons.

## 2 Approche expérimentale

Le LMF a mené des essais et des études expérimentales sur les bateaux et pelles d'aviron en bassin des carènes et en navigation réelle (Barré, 1998 ; Barré & Kobus, 1998, 2010) . Les essais en bassin ne pouvant porter que sur une partie du système à la fois (le bateau ou les avirons), les configurations de fonctionnement sont obligatoirement simplifiées. L'avantage est que les paramètres qui les définissent et l'environnement sont bien maîtrisés. Les résultats sont ainsi précis et répétables. En navigation, la mise en œuvre des mesures est soumise à de nombreuses contraintes : technologiques (instrumentation légère la moins intrusive possible) environnementales (conditions d'essais difficilement mesurables et reproductibles), organisationnelles et humaines (disponibilité des rameurs, difficulté à imposer des plans d'expérience, régularité de fonctionnement, etc.). Avec ce type d'essais, on touche de plus près la réalité des phénomènes mais au prix d'une perte de précision des mesures. On doit également se contenter d'un nombre limité de grandeurs mesurées.

### 2.1 Essais en laboratoire

Nous ne parlerons ici que des essais concernant les avirons pour lesquels un dispositif spécial a été conçu et réalisé par le LMF (Barré, 1998). Il s'agit d'un dynamomètre isostatique à six composantes sur lequel peuvent être fixés deux bras rotatifs animés par un moteur asservi. Un des bras est conçu pour recevoir des maquettes de palettes qui sont alors tenues par un manche rigide très court (Fig. 1b). Le deuxième bras permet les essais d'avirons complets à pleine échelle (Fig. 1a). Le dispositif permet un réglage de l'immersion. L'ensemble est monté

sur la plateforme de remorquage. La rotation à vitesse variable combinée à la vitesse d'avance de la plateforme permet de reproduire des mouvements simplifiés, mais représentatifs des caractéristiques principales du passage dans l'eau des palettes d'aviron. En tout état de cause, l'écoulement obtenu reproduit plus fidèlement la réalité que celui engendré par une palette tournant autour de son axe dans un courant uniforme (Kinoshita *et al.*, 2007). Les deux techniques sont néanmoins préférables à des essais à incidence constante dans des écoulements uniformes qui ne prennent pas en compte l'influence fondamentale de l'instationnarité. Les efforts sur la palette sont mesurés dans les axes du dynamomètre sans avoir à appliquer de correction de frottement puisque l'ensemble tournant et le moteur sont fixés sur la partie sensible. La contribution des efforts d'inertie et des efforts aérodynamiques est identifiée par des essais spécifiques. Les mesures de la vitesse de la plateforme et de la cinématique de la palette complètent les données enregistrées. Avec ce dispositif, on estime l'incertitude sur les efforts à environ 0,5 N avec un écart en répétitivité de 2 % au maximum pour ce qui concerne la procédure d'essai. L'incertitude sur la vitesse de rotation est de 0,1 % et sur la vitesse de déplacement de 0,3 % (Barré, 1998).

Ce matériel a permis des campagnes d'essais systématiques pour dégager les paramètres significatifs agissant sur les efforts hydrodynamiques (Barré, 1998 ; Barré & Kobus, 1998, 2010) et construire des modèles paramétriques pour les simulateurs. Cette base de données est également précieuse pour valider les calculs CFD (Leroyer, Barré, Kobus, & Visonneau, 2008).

## 2.2 Mesures en navigation

Les mesures sur bateaux instrumentés permettent l'analyse directe du coup d'aviron et du comportement du bateau. Leur utilisation par l'encadrement sportif se généralise grâce à la mise sur le marché d'équipements légers et performants. Nous disposons de ce matériel, mais le propos est ici de décrire des essais réalisés spécialement pour valider des calculs CFD d'efforts sur les palettes d'aviron. Ce type d'essais ne peut pas se pratiquer de façon routinière sur le terrain. Ils nécessitent le développement de capteurs non disponibles sur le marché et la mise au point de procédures spécifiques visant à obtenir une précision suffisante pour atteindre cet objectif.

### 2.2.1 Mesures de la dynamique et de l'attitude du bateau

La vitesse du bateau est mesurée par une hélice Schiltnecht sous tuyère montée sur un profil qui remplace l'aileron du skiff et contient le détecteur magnétique de comptage. Ce capteur de vitesse, étalonné sur le bateau en bassin des carènes, offre une précision de l'ordre du 2 cm/s et un temps de réponse beaucoup plus court que les capteurs du marché. L'accélération est mesurée au mi-

lieu du bateau suivant l'axe d'avance et verticalement à l'avant et à l'arrière. L'intégration de l'accélération horizontale après suppression de la dérive et ajout de la vitesse moyenne mesurée par l'hélice permet de vérifier et d'affiner la mesure de la vitesse instantanée. Les accélérations verticales intégrées deux fois permettent d'évaluer le tangage et le pilonnement en considérant que le tangage est petit (de l'ordre de 1° d'amplitude). On utilise pour éliminer les dérives après intégration le fait que les déplacements et leurs dérivées ont des moyennes nulles pour des mouvements cycliques.

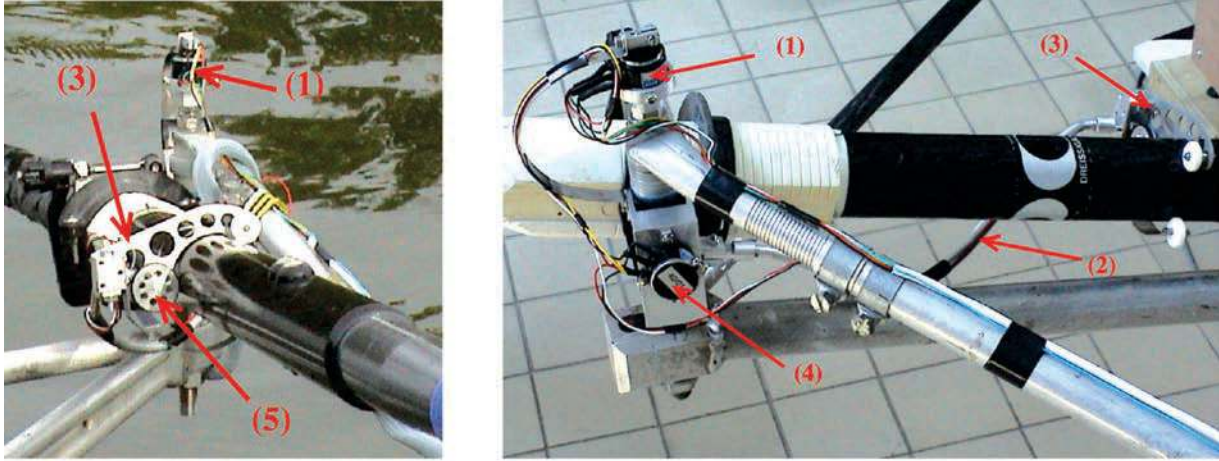
### 2.2.2 Mesures pour les avirons

Pour mesurer la trajectoire de la palette dans l'eau, les dames de nages sont équipées de trois potentiomètres de précision (Fig. 2). Dans la dynamique de l'aviron intervient l'action des mains sur la poignée, la réaction de la dame de nage, les efforts hydrodynamiques et aérodynamiques ainsi que les efforts d'inertie et de pesanteur. On ne sait pas *a priori* où s'applique la force hydrodynamique. Il faudrait mesurer tous les efforts et leurs moments pour le déterminer. L'objectif principal est de valider des calculs numériques de l'écoulement, il suffit de mesurer les moments de flexion et de torsion dans une section du manche extérieur et de calculer à partir des simulations les mêmes quantités au même endroit pour comparer. Si le résultat est acceptable, on pourra se fier aux calculs CFD et calculer toutes les composantes des efforts hydrodynamiques. Pour la mesure des moments, des avirons ont été équipés de trois ponts complets de jauge de déformation : deux pour la flexion dans deux directions perpendiculaires, le troisième pour la torsion. La contribution purement hydrodynamique est obtenue en déduisant la contribution des efforts d'inertie au niveau des jauges. Les caractéristiques inertielles ont été évaluées à partir de la structure des avirons et le mode de calcul a été contrôlé globalement pour la position du centre de gravité, le poids total et la mesure de l'inertie par la technique du pendule bifilaire.

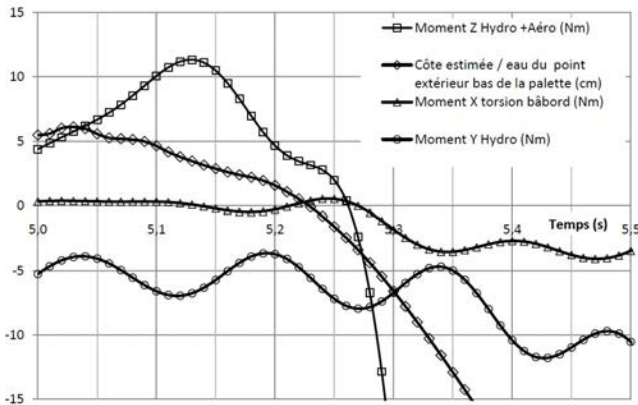
Les avirons dynamométriques sont étalonnés par paires, sous chargement statique, sur un banc spécialement conçu à cet effet. Le dispositif est utilisé pour mesurer la flèche et la déflexion angulaire des palettes sous charge, données indispensables pour des calculs CFD prenant en compte l'interaction fluide-structure.

### 2.2.3 Procédure pour détecter le contact avec l'eau

La mesure par accéléromètres de la gîte et du roulis dynamique n'a pas été intégrée au dispositif, du fait que ces quantités ne sont ni à moyenne nulle sur un cycle, ni parfaitement cycliques, car contrôlées par les rameurs. En absence de cette mesure, il y a une incertitude sur la position verticale des palettes par rapport à l'eau. Il est donc nécessaire de détecter le moment où les palettes



**Fig. 2.** Capteur d'attitude de l'aviron. L'angle de balayage horizontal est mesuré directement par le potentiomètre (1) fixé sur l'axe de la dame de nage. La bras oscillant (2), dont la tête (3) est clipsée sur le manche, actionne le potentiomètre (4) qui mesure l'angle d'immersion. La tête est munie de trois roulettes, dont une montée sur lame élastique, assure le serrage. Une des roulettes fixe de la tête du bras actionne le potentiomètre (5) qui mesure la rotation de l'axe de l'aviron.



**Fig. 3.** Moments de flexion et de torsion et côte du point extérieur bas de la palette par rapport à l'eau en fonction du temps autour de la prise d'eau du coup d'aviron sélectionné pour les calculs CFD. Le moment de flexion (hydrodynamique + aérodynamique) autour de l'axe vertical Z évolue le plus significativement quand l'extrémité basse de la palette entre dans l'eau. Cet instant est estimé à 5,25s, ce qui donne un angle de balayage horizontal de 29° et un angle d'immersion mesuré de 6,1° au moment du contact.

touchent l'eau pour recalibrer leur altitude. Il faut néanmoins faire l'hypothèse que ce recalibrage reste valable durant toute la phase propulsive. Pour détecter le contact avec l'eau, on utilise un certain nombre d'indicateurs cinématiques et dynamiques directs ou dérivés, notamment l'évolution du moment de torsion et des moments de flexion corrigés des effets d'inertie. Avec ces données, on peut situer l'instant du contact et l'angle de balayage auquel il se produit avec une incertitude estimée de l'ordre du degré (Fig. 3).

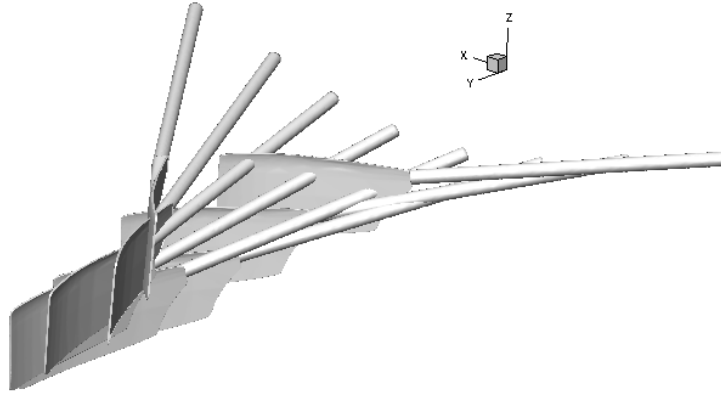
#### 2.2.4 Données cinématique pour validation des calculs CFD

Une fois le point de contact détecté, les angles d'aviron et les mouvements du bateau sont introduits dans le modèle géométrique d'aviron utilisé pour la simulation du système complet (Rongère, Khalil, & Kobus, 2011). Ce modèle fournit le déplacement de la palette dans le repère absolu de l'eau (Fig. 4). Tous les détails de l'aviron réel sont pris en compte, en particulier le décalage entre les trois axes de rotation au niveau de la dame de nage. La seule concession, est la non prise en compte de la rotation propre qui n'intervient qu'en toute fin du dégagé lorsque la palette est hors de l'eau. En tenir compte compliquerait grandement les simulations numériques sans plus-value notable.

### 3 Approche numérique

On trouve dans la littérature que peu d'études relatives à la validation de méthodes numériques par rapport à des données expérimentales sur des cas dynamiques. Quelques comparaisons numériques/expérimentales ont été réalisés par (Kinoshita *et al.*, 2007) avec le code CFD SURF développé au National Maritime Research Institute (NMRI), en s'appuyant sur le dispositif expérimental très simplifié (plaque sous la surface libre en rotation), développé dans (Kinoshita & Kobayashi, 2004).

Concernant les simulations s'appuyant sur des données en conditions réelles, Sliasis & Tullis (2010) utilisent un code CFD commercial en s'appuyant sur des données de Kleshnev (2009), mais sans prendre en considération le mouvement vertical de la palette au cours du coup d'aviron. De plus, la géométrie de la palette simulée est simplifiée par rapport à la pelle réelle.



**Fig. 4.** Reproduction de la cinématique réelle à partir des mesures.

Étant donnée la complexité de l'écoulement à surface libre considéré (forte instationnarité, grande variation dans l'espace de l'interface air-eau, retournement, emprisonnement de poches d'air, ...), l'approche qui semble s'imposer dans la communauté comme la seule approche envisageable est d'attaquer de front la résolution des équations tridimensionnelles des lois régissant la dynamique d'un écoulement incompressible de deux phases non-miscibles, *i.e.* la conservation de la masse et de la quantité de mouvement. De plus, comme tous les écoulements à fort nombre de Reynolds, une modélisation de la turbulence est nécessaire pour ne pas avoir à résoudre toutes les échelles temporelles et spatiales, de toute façon hors de portée des moyens de calculs actuels. Les équations de Navier-Stokes écrites en moyenne de Reynolds (RANSE) sont à l'heure actuelle le meilleur compromis « précision/temps de calcul » pour répondre à des problèmes de ce type. Comme nous allons le voir, ils permettent d'étudier l'influence des phénomènes turbulents et de se restreindre facilement, dès lors que ceux-ci sont faibles, à la résolution des équations d'Euler.

### 3.1 Description du solveur fluide

Le code de calcul ISISCFD, développé au laboratoire, a été utilisé pour les simulations présentées ci-après. Il 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 de volumes finis (variables localisées au centre des cellules) sur des maillages non-structurés par des approximations précises au second ordre (Hirsch, 2007).

À chaque pas de temps, une boucle interne (appelée « boucle non-linéaire ») est effectuée pour résoudre les non-linéarités du système (Ferziger & Perić, 1999). Les écoulements à surface libre sont gérés par une méthode de capture d'interface (Deng, Guilmineau, Queutey, &

Visonneau, 2001 ; Leroyer, 2004 ; Wackers *et al.*, 2011). L'ensemble des deux phases est vu comme un fluide unique dont les propriétés physiques varient avec un taux de présence. Sa discrétisation nécessite des schémas compressifs appropriés pour éviter une diffusion trop importante de l'interface. Les calculs multiprocesseurs sont gérés par la librairie MPI (*Message Passing Interface*).

Le maillage s'appuyant sur la surface des corps (*body-fitted grid*), il est nécessaire de gérer le déplacement au cours du temps des nœuds du maillage représentant chaque corps dans le repère physique. Dans les cas présentés, la palette est le seul corps en présence et évolue en milieu infini. Un mouvement en bloc du maillage pour les degrés de liberté (d.d.l.) laissant invariant la surface libre (*i.e.* les translations suivant l'axe  $X$  et  $Y$ , ainsi que la rotation d'axe  $Z$ ), et une méthode analytique de déformation de maillage pour les d.d.l. restants ont été utilisés de manière conjointe.

La cinématique de la palette est imposée. Cependant, un couplage écoulement/mouvement apparaît dès lors que la flexibilité du tube doit être prise en compte (cas des pelles à échelle 1). Cette interaction est prise en compte par une approche quasi-statique pour la structure : on néglige alors les effets d'inertie qui s'appliquent sur la pelle par rapport aux forces hydrodynamiques, ce qui est licite. Une remise à jour de la déflexion de la palette en fonction des efforts s'exerçant sur celle-ci à chaque itération non-linéaire permet d'assurer un couplage stable. D'autre part, pour ce type d'écoulement, la surface libre évolue considérablement par rapport au maillage (aussi bien à cause de sa déformation très importante que du déplacement du maillage lié au mouvement vertical de la palette). L'utilisation du raffinement automatique récemment développé (Wackers, Ait Said, Deng, Queutey, & Visonneau, 2010 ; Wackers & Visonneau, 2009) apparaît alors crucial pour capturer précisément l'évolution de celle-ci au cours du temps (voir section 4.1).



### 3.2 Description des premiers tests pour la validation numérique

La simulation numérique n'a pas de limitation particulière concernant la forme de la palette ou pour tenir compte de la flexibilité du manche. Cependant, les mesures expérimentales avec des manches flexibles induisent inévitablement des incertitudes supplémentaires, parce que la procédure et l'analyse des données sont rendues plus complexes. Par conséquent, pour les premières validations expérimentales, il a été décidé de s'appuyer sur les essais les plus simples, à savoir une palette plate avec un manche rigide. Du point de vue numérique, cela simplifie seulement la réalisation du maillage, car la description géométrique du corps à mailler est alors triviale (boîte rectangulaire). Cela a permis d'éviter dans cette première étape la phase de numérisation d'une palette réelle, et la prise en compte de la flexibilité du manche. La palette choisie a un rapport d'aspect de 0.46, et une surface  $S_h$  de 420 cm<sup>2</sup>, correspondant à une pelle de couple à l'échelle 0.7.

#### 3.2.1 Cinématique de la palette

Le repère lié au chariot est noté  $(\mathbf{x}_c, \mathbf{y}_c, \mathbf{z})$ , avec  $\mathbf{z}$  orienté vers le haut. Cette plateforme de remorquage se déplace vers  $-\mathbf{x}_c$ , à la vitesse  $V_b = |\mathbf{V}_b| = -\mathbf{V}_b \cdot \mathbf{x}_c > 0$ . Le repère lié à la palette est défini par la base orthonormée  $(\mathbf{t}, \mathbf{n}, \mathbf{z})$ , avec  $\mathbf{t}$  le vecteur tangent horizontal dirigé vers l'axe de rotation.  $\mathbf{V}_I = V_n \mathbf{n} + V_t \mathbf{t}$  représente la vitesse du centre de la palette.

$L_e$  définit le bras de levier extérieur ( $> 0$ ), c'est-à-dire la distance entre l'axe de rotation ( $O, \mathbf{z}$ ) et le centre géométrique de la palette  $I$ . L'angle entre le tube et le vecteur vitesse du bateau, c'est-à-dire  $(\mathbf{x}_c, \mathbf{t})$  définit l'angle de balayage. Il est noté  $\theta$  (Fig. 5). La force horizontale hydrodynamique  $\mathbf{F}_h$  qui s'exerce sur la palette a pour composantes  $F_x$  et  $F_y$  dans le repère chariot:

$$\mathbf{F}_h = F_x \mathbf{x}_c + F_y \mathbf{y}_c. \quad (1)$$

À partir de considérations énergétiques et cinématiques (Leroyer *et al.*, 2008 ; Barré & Kobus, 2009), des tests systématiques ont été réalisés en imposant un paramètre significatif  $\eta_0$  constant durant le coup, pouvant être vu comme un paramètre d'avance ou un rendement caractéristique (Leroyer *et al.*, 2008), défini par :  $\eta_0 = (V_b \sin \theta) / L_e \dot{\theta}$ . La loi de mouvement est alors donnée par l'expression suivante :

$$\forall \theta > \theta_a, \dot{\theta} = K \sin \theta,$$

$$\text{où } \theta_a \text{ est petit (typiquement } 0.01^\circ). \quad (2)$$

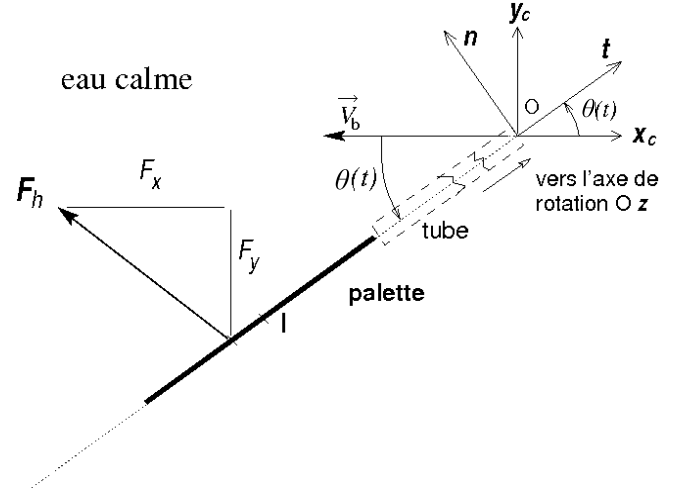


Fig. 5. Définition des repères.

Dans la plage angulaire  $[0, \theta_a]$ , une jonction linéaire (avec une vitesse angulaire constante  $K \sin \theta_a$ ) est appliquée en lieu et place de la relation précédente afin d'initier le mouvement. Au final, les cinématiques de ces essais systématiques sont seulement définis par un couple de paramètres  $(K, \eta_0)$ , où  $K$  représente la vitesse angulaire maximale  $\dot{\theta}_{\max}$ .

Le nombre de Froude a quant à lui été défini par :

$$F_n = \frac{L_e |\dot{\theta}| (1 - \eta_0)}{\sqrt{cg}}$$

avec  $c$  la corde de la palette.

Ce choix semble approprié dans la mesure où le nombre de Froude tend vers 0 quand la déformation de la surface libre est faible, c'est-à-dire pour des faibles valeurs de la vitesse normale ou pour des cinématiques proches du mouvement neutre ( $\eta_0 \approx 1$ ).

Une première validation a été effectuée par comparaison expérimentale dans un cas d'écoulement très perturbé à faible rendement,  $\eta_0 = 0,59$  (Leroyer *et al.*, 2008), démontrant la capacité de l'outil CFD à capturer la physique du problème, même dans un cas extrême. Par la suite, des paramètres plus typiques d'un coup d'aviron réel ont été choisis pour avoir un écoulement plus proche de la réalité (paramètre d'avance égal à 0,742 correspondant à une vitesse de rotation maximale d'un aviron réel de 2,51 rad.s<sup>-1</sup>). Dans ce cas, la vitesse du bateau est portée à 3,48 m.s<sup>-1</sup>. Le nombre de Froude pour  $\theta = 90^\circ$  est alors de 0,59. En conservant la similitude de Froude et du paramètre d'avance, les paramètres correspondant à une palette à l'échelle 0,7 sont :  $K = 3$  rad.s<sup>-1</sup> et  $V_b = 2,91$  m.s<sup>-1</sup>. Avec ces conditions, la trajectoire imposée de la palette est celle représentée Figure 6.

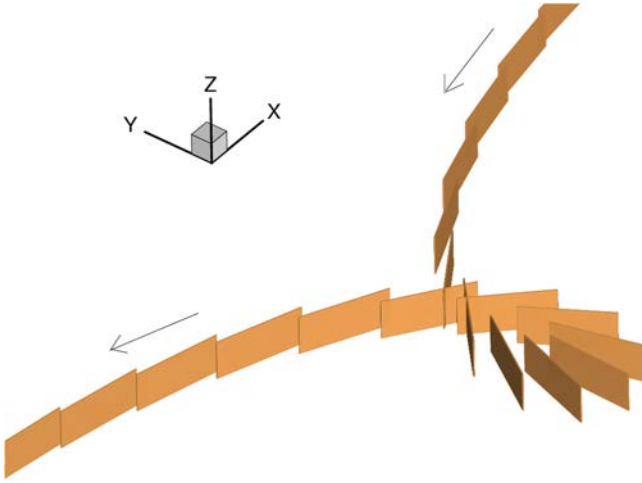


Fig. 6. Mouvement imposé de la palette.

Ainsi, même si les tests ne sont pas basés sur un coup d'aviron réel, le dispositif expérimental d'essai en bassin reproduit convenablement la physique de ce type d'écoulement avec une répétabilité et une précision inatteignable à partir de mesures au réel. D'un côté, la cinématique simplifiée permet d'obtenir la forme caractéristique de la trajectoire d'un coup d'aviron réel et de son instationnarité. De l'autre, le nombre de Froude et le paramètre d'avance sont conservés par rapport à un coup réel. La similitude est donc presque complète : seule la similitude en nombre de Reynolds n'est pas conservée. Cependant, il est montré dans la section 4.3 que les effets visqueux sont finalement faibles.

### 3.2.2 Simulations réalisées

Plusieurs configurations physiques intégrant ou non différents paramètres physiques (instationnarité, surface libre, turbulence) ont été étudiés afin de quantifier leur influence. Ainsi, des simulations (qualifiées de dynamiques, notées *Dyn-*) ont été réalisées en imposant le mouvement mesuré sur le banc d'essai expérimental (translation de la plateforme + rotation de la pelle, voir Fig. 6), dans un champ de vitesse lointain au repos.

D'autres simulations stationnaires (qualifiées de statique, notées *Stat-*) ont été effectuées pour être comparées aux précédentes et quantifier l'instationnarité du phénomène, paramètre souvent négligé dans les modèles rencontrés dans la littérature. Dans ce cas, on applique à la palette une vitesse constante égale à l'opposé de la vitesse incidence du mouvement pour un angle  $\theta$  donné, dans un fluide au repos. Chaque configuration est équivalente à une palette fixe soumis à un écoulement incident.

Comme la géométrie de la palette et la cinématique sont symétriques par rapport à l'angle  $\theta = 90^\circ$  les cas  $\theta > 90^\circ$  ont simplement été déduits des résultats obtenus pour  $\theta < 90^\circ$ , sans calculs supplémentaires. Pour étudier l'influence de la surface libre (autre paramètre souvent absent des modèles), des tests statiques et dynamiques ont été effectués avec et sans la présence de la surface libre (respectivement *SL* et *No-SL*). Pour ces derniers cas, des calculs mono-fluide sont utilisés, ce qui revient physiquement à avoir une palette profondément immergée.

L'écoulement est supposé turbulent dans toutes les configurations précédemment décrites. Cependant, une dernière simulation dynamique avec surface libre, mais en supposant un fluide non-visqueux, cas noté *Dyn-SL-Euler*, a aussi été réalisée pour quantifier l'influence des effets visqueux.

Tous ces cas-tests (excepté le test *Dyn-SL-Euler* sans effets visqueux) se sont basés sur le même maillage de 2,6 millions de cellules. Même si en absence de raffinement automatique, celui-ci s'avère encore trop grossier pour capturer précisément l'évolution de l'interface, les études précédentes notamment celles réalisées dans Leroyer *et al.* (2008) permettent d'affirmer que celui-ci est suffisant pour classifier la validité des différents modèles physiques utilisés.

Le niveau de la surface libre non-perturbée (fixé à  $Z = 0$ ) est situé au niveau du bord supérieur de la palette. Le maillage utilisé présente une large zone raffinée derrière la palette pour limiter la diffusion de l'interface qui se déforme de manière très complexe sur toute la hauteur de la palette au cours du mouvement (voir Fig. 7). Une loi de paroi est utilisée pour toutes les surfaces de la palette pour les cas-tests d'écoulements turbulents.

Cette dernière est changée en condition de glissement pour la simulation sans effet visqueux *Dyn-SL-Euler*. Pour toutes les simulations avec surface libre, une loi de pas de temps adaptative a été utilisée pour s'assurer des propriétés compressives du schéma relatif à la fraction volumique (Hay, Leroyer, & Visonneau, 2006) et conserver une interface la plus fine possible.

## 4 Comparaisons expérimentales et paramètres d'influence

Seule une comparaison de l'effort propulsif  $F_x$ , qui représente la partie utile de la force hydrodynamique pour le système, sera analysée ici. On pourra se reporter à Leroyer, Barré, Kobus, & Visonneau (2010) pour plus de détails.

La configuration *Dyn-SL* va être la première considérée (section 4.1), car elle reproduit le plus fidèlement la physique du cas expérimental, étant donné que la surface libre et l'instationnarité sont prises en compte. Elle fera donc office de référence, et sera utilisée pour valider l'approche numérique en la comparant avec les données



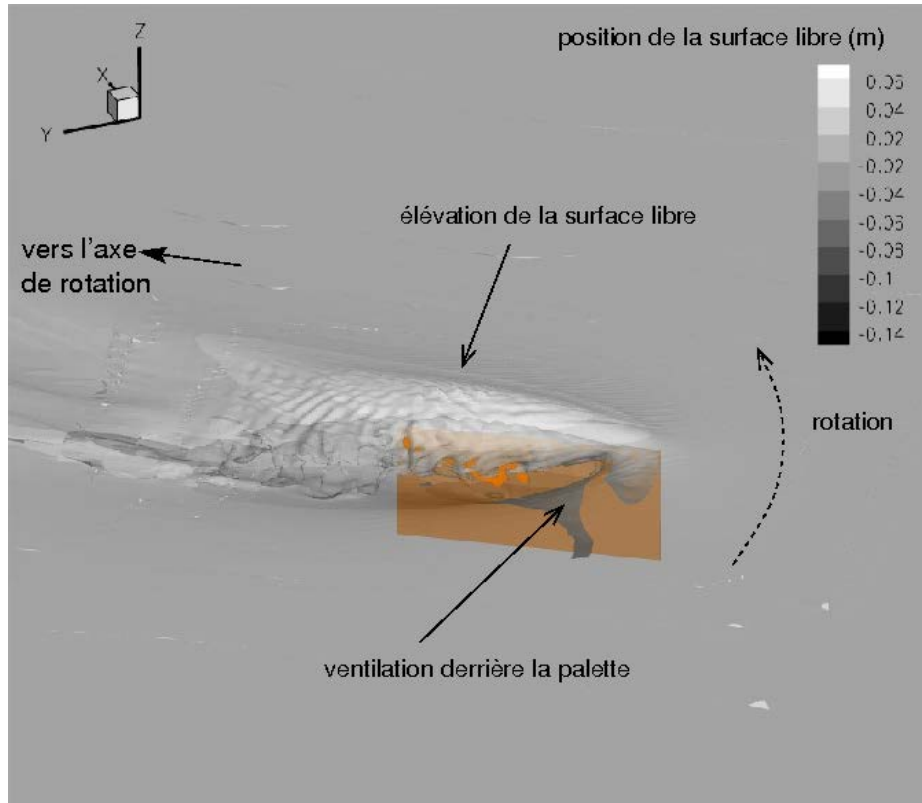


Fig. 7. Visualisation de la surface libre pour  $\theta = 60^\circ$ .

expérimentales. Les résultats de la configuration *Dyn-NoSL* (sans surface libre) seront analysés dans la même section 4.1 pour quantifier l'influence de la surface libre sur les chargements de la palette. Ensuite, on mettra en évidence la déficience de l'approche quasi-statique dans la section 4.2. Enfin, l'influence des effets visqueux sera analysée dans la section 4.3.

#### 4.1 Analyse des cas dynamiques

La figure 8 montre l'évolution de l'effort propulsif en fonction de l'angle de balayage  $\theta$ . En ce qui concerne *Dyn-SL*, la physique du phénomène semble assez bien capturée, même si des différences avec les données expérimentales sont observées. En particulier, un décrochement est visible autour de  $\theta = 40^\circ$  alors qu'il semble se produire plus tard dans la simulation (autour de  $55^\circ$ ).

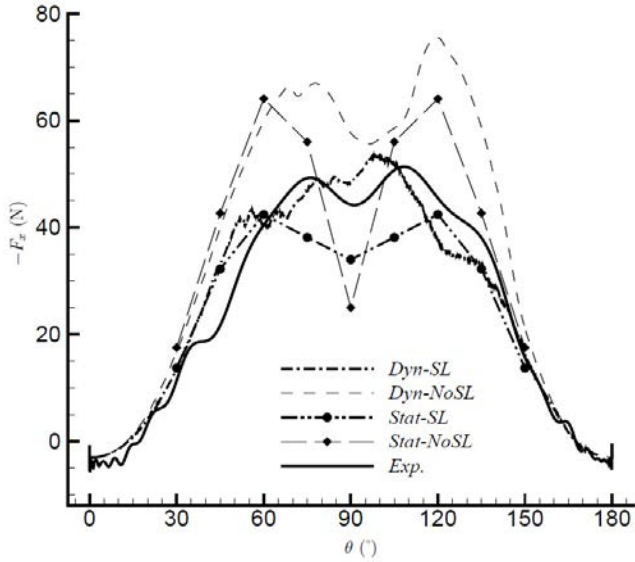
Entre  $85^\circ$  et  $115^\circ$ , la simulation *Dyn-SL* surestime l'effort propulsif par rapport aux mesures expérimentales (environ 10 %), avec une tendance qui s'inverse après  $115^\circ$ . Même si cela reste à confirmer, la cause principale de ces différences est probablement la diffusion numérique, et en premier lieu au niveau de la surface libre. Le maillage derrière la palette, bien que raffiné, semble encore trop

grossier pour capturer précisément la dynamique complexe et rapide de l'écoulement et spécifiquement celle de l'évolution de la poche d'air qui se crée derrière la palette au cours de la phase propulsive autour de  $90^\circ$  (et jusqu'à la fin du coup). Et cela est d'autant plus préjudiciable que la palette repasse partiellement dans son sillage durant la seconde phase de propulsion (voir Fig. 6).

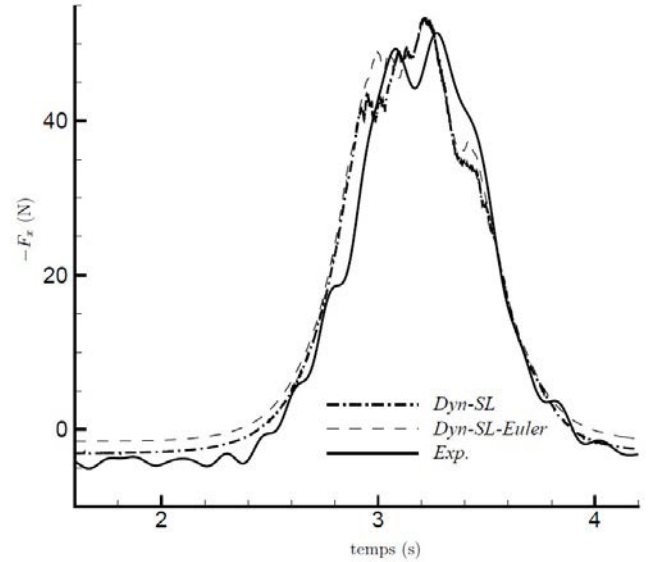
En revanche, l'analyse comparative du cas sans surface libre *Dyn-NoSL* avec *Dyn-SL* et les données expérimentales confirment bien l'influence majeure de ce paramètre sur le chargement de la palette, entraînant une large réduction des efforts : par exemple, pour  $\theta = 120^\circ$ , la force mesurée est d'environ 40 N, alors que la configuration *Dyn-NoSL* atteint presque une valeur double ( $\sim 75$  N). En particulier, la région où la force propulsive a des valeurs importantes est assez bien capturée par la configuration de référence *Dyn-SL*, contrairement au cas sans surface libre *Dyn-NoSL*.

#### 4.2 Analyse des cas statiques

Pour étudier l'influence de l'instationnarité, les deux configurations *Stat-SL* et *Stat-NoSL* sont analysées ensemble et comparées aux résultats précédents (Fig. 8). Notons que dans ces configurations, les nombres de



**Fig. 8.** Force propulsive fonction de l'angle  $\theta$  pour les différentes configurations.



**Fig. 9.** Force propulsive en fonction du temps. Dyn-SL : calcul turbulent. Dyn-SL-Euler: Calcul sans effets visqueux.

Reynolds et de Froude instantanés sont respectés par rapport à leurs homologues dynamiques.

Comme l'on pouvait s'y attendre, au début et en fin du coup ( $\theta < 40^\circ$  et  $\theta > 140^\circ$ ), les approches dynamiques et statiques fournissent des résultats similaires, l'instationnarité étant faible dans ces zones. En revanche, dans la partie plus centrale du coup, ces configurations stationnaires dévoilent leur déficience en sous-estimant significativement la valeur de l'effort propulsif (en particulier pour *Stat-NoSL*), là où *Dyn-SL* donne des résultats assez satisfaisants (en particulier autour de  $90^\circ$ ).

### 4.3 Influence des effets visqueux

Contrairement aux deux premiers paramètres physiques (surface libre et instationnarité) qui se révèlent incontournables pour modéliser convenablement l'écoulement autour d'une palette d'aviron, les effets visqueux semblent avoir une influence très limitée. En effet, comme le montre la figure 9, les calculs *Dyn-SL* et *Dyn-SL-Euler* donnent des tendances très similaires. Les différences sur l'effort propulsif restent très limitées : dans la partie où la palette est presque alignée avec la vitesse de l'écoulement (au début et à la fin du coup), le modèle qui tient compte des effets visqueux est en meilleur accord avec les valeurs expérimentales, ce qui est attendu puisque la traînée visqueuse est l'effet prépondérant dans cette zone. Durant la phase de travail de la palette, la turbulence semble quand même avoir une influence lors de la phase de décrochement dynamique (entre  $t = 3$  s et  $t = 3,4$  s). Notons ici que les deux calculs n'ont pas été réalisés sur le même maillage (le calcul Euler utilise le maillage fin de

1.4 millions de cellules (Leroyer *et al.*, 2008). Il faudrait donc vérifier que cette différence de comportement n'est pas due à un effet de maillage. En tout état de cause, la comparaison entre un calcul Euler sans effet visqueux (*Dyn-SL-Euler*) et un calcul turbulent (*Dyn-SL*) montre clairement le faible rôle joué par les effets visqueux, d'autant que la cas *Dyn-SL* utilise un modèle de fermeture  $k - \omega$  SST basé sur une approximation de Boussinesq qui augmente la viscosité moléculaire par une viscosité « turbulente » locale déduite de la résolution des deux variables  $k$  et  $\omega$ .

## 5 Vers la simulation d'un coup d'aviron en conditions réelles

À partir des données expérimentales décrites à la section 2.2, une étude préliminaire a été lancée pour reproduire un coup d'aviron réel. La cinématique imposée est celle décrite à la section 2.2.4. Un raffinement automatique modéré autour de la surface libre a été activé, ainsi que la prise en compte de la flexibilité du manche. Le maillage, assez grossier, contient initialement 240 000 cellules (avant raffinement de la surface libre), pour atteindre 1,6 million de cellules en cours de calcul.

Les premiers résultats, à défaut de validation, montrent la faisabilité de ce type de calcul. D'une part, l'évolution de la surface libre (Fig. 10) semble assez réaliste. D'autre part, le moment de flexion suivant l'axe  $Z$ , qui est la composante la plus sollicitée durant la phase propulsive, est assez bien reproduit au regard des données expérimentales (Fig. 11), mise à part une

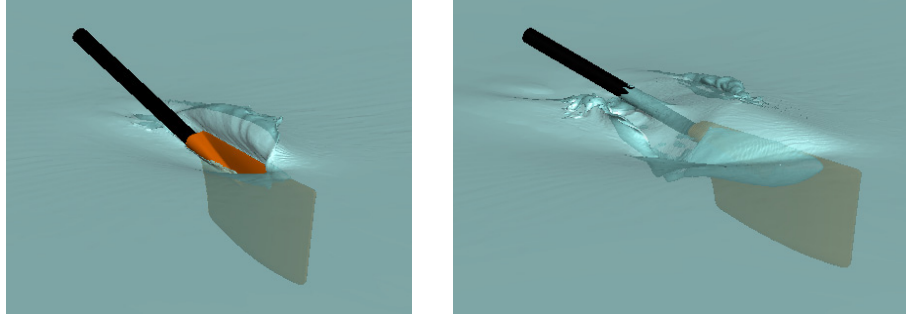


Fig. 10. Visualisation de la surface libre.

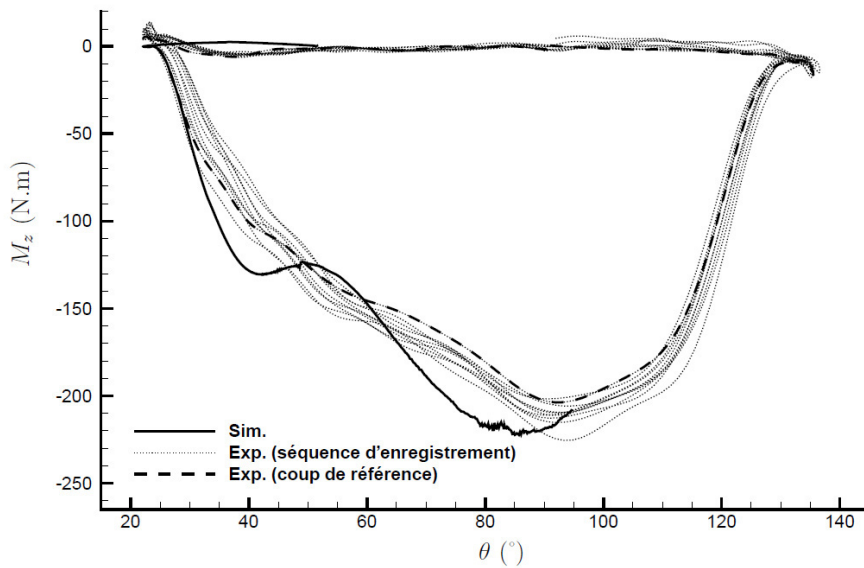


Fig. 11. Moment de flexion suivant l'axe  $Z$  calculé au point de mesure (jauges).

oscillation du signal beaucoup plus prononcée, dont l'origine reste à déterminer. L'autre composante de flexion, suivant l'axe  $Y$ , est aussi en bon accord avec les données expérimentales (Fig. 12).

L'écart observé avant l'entrée dans l'eau, où la simulation donne une valeur proche de 0 alors que les données expérimentales fournissent une valeur proche de  $-7$  N.m est due au poids propre de la pelle qui n'est plus pris en compte par  $M_y$  lorsque la pelle est à l'horizontale, ce qui est le cas dans la phase de retour (le zéro du capteur a été calibré « palette verticale »).

Pour ce qui est de la composante de torsion (Fig. 13), l'évolution est bien respectée mais les écarts sont plus conséquents, même si les valeurs mises en jeu sont faibles. Une différence de réglage de l'angle de coiffe est susceptible d'être à l'origine de cet écart. De plus, comme décrit précédemment, les mesures en conditions réelles sont moins bien maîtrisées et des incertitudes persistent, notamment sur le mouvement vertical réel de la palette,

compte tenu que le roulis n'est pas à l'heure actuelle mesuré.

## 6 Conclusion

Cet article a pour objectif de faire le point sur la démarche du LMF et l'état d'avancement des approches expérimentales et numériques associées à l'hydrodynamique des palettes d'aviron. Il montre, s'il en a besoin, la complémentarité de ces deux approches dans ce genre d'application.

Les essais en bassin précis et documentés sur des configurations simplifiées mais reproduisant la physique rencontrée au réel sont précieux dans la mesure où ils permettent de valider les modèles numériques. Cette phase de validation a été initiée sur des essais les plus simples (palette plate avec manche rigide, voir Fig. 6). La comparaison de différentes configurations (plus ou moins

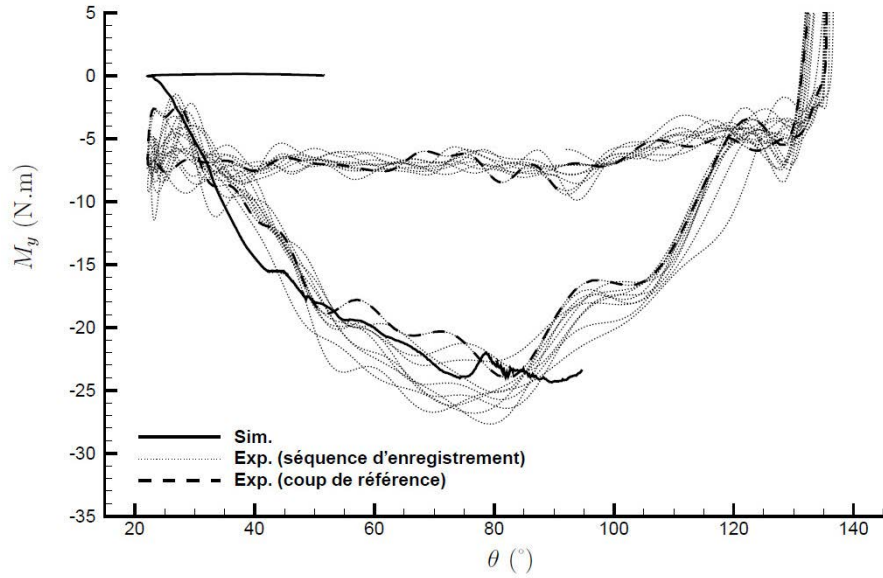


Fig. 12. Moment de flexion suivant l'axe  $Y$  calculé au point de mesure (jauges).

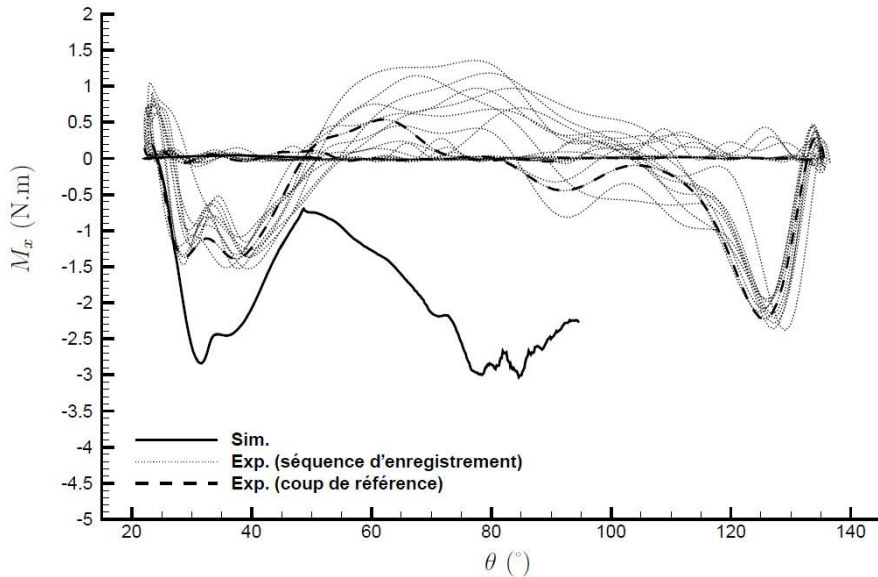


Fig. 13. Moment de torsion suivant l'axe  $X$  calculé au point de mesure (jauges).

simplifiées sur le plan de la physique) avec les mesures ont permis de montrer clairement la nécessité de prendre en compte les effets de surface libre et d'instationnarité, mais aussi les faiblesses de la configuration numérique en terme de maillage.

Une étude de faisabilité sur une pelle à échelle 1 reproduisant une cinématique mesurée en condition réelle a permis de conforter le potentiel des méthodes numériques utilisées, notamment l'utilisation de techniques avancées tel que le raffinement automatique de maillages (Wackers

*et al.*, 2010 ; Wackers & Visonneau, 2009) pour limiter la diffusion de l'interface et le couplage fluide-structure pour tenir compte de la flexibilité du manche. Cependant, les incertitudes expérimentales difficilement quantifiables inhérentes aux données mesurées incomplètes (notamment le roulis) ne permettent pas à l'heure actuelle d'envisager une validation précise de ces simulations. À court terme, nous envisageons donc de revenir sur les essais en bassin sur les pelles à échelle 1 afin de valider les simulations numériques sur des données plus fiables.

Au niveau expérimental, une nouvelle campagne d'essais en condition réelle est envisagée. L'objectif est d'y intégrer une capture vidéo synchronisée de la palette et la mesure du roulis pour améliorer la précision de la trajectoire de la palette par rapport à la surface libre, et pour faire ainsi de ces essais un cas test de référence pour la validation numérique.

Une fois atteinte la précision nécessaire sur les modèles numériques, on pourra explorer systématiquement l'influence de paramètres tels que la flexibilité, la profondeur d'immersion, les réglages propres de la pelle (calage, longueur, bras de levier, forme, ...), ainsi que la cinématique de la pelle. Cela permettra de mieux comprendre la physique de cet écoulement complexe. Cette exploitation permettra également d'améliorer les modèles paramétriques qui sont utilisés dans la simulation mécanique des systèmes bateau-avirons-rameurs complets en les rendant plus sensibles aux paramètres de fonctionnement.

## Remerciements

Ces travaux ont bénéficié d'un accès aux moyens de calcul de l'IDRIS au travers de l'allocation de ressources 20129 attribuée par GENCI (Grand Équipement National de Calcul Intensif)

## Références

- Barré, S. (1998). *Étude expérimentale des systèmes de propulsion instationnaire. application aux palettes d'aviron*. Thèse de doctorat, Université de Nantes/École Centrale de Nantes, France.
- Barré, S., & Kobus, J. (1998). New facilities for measurement and modelling of hydro-dynamic loads on oar blades. In *2nd International Conference of the Engineering of Sport*, Sheffield, UK.
- Barré, S., & Kobus, J. (2010). Comparison between common models of forces on oar blades and forces measured by towing tank tests. *Journal of Sports Engineering and Technology*, *224*, 37–50.
- Bettinelli, S., Placido, A., Susmel, L., & Tovo, R. (2010). An Integrated Data Acquisition System for on-Water Measurement of Performance in Rowing. *Strain*, *46*, 493–509.
- Cabrera, D., Ruina, A., & Kleshnev, V. (2006). A simple 1+ dimensional model of rowing mimics observed forces and motions. *Human movement science*, *25*, 192–220.
- Deng, G., Guilmineau, E., Queutey, P., Visonneau M. (2001). Capture et suivi d'interfaces d'écoulements de fluides visqueux incompressibles non-miscibles. In *8<sup>e</sup> journées de l'hydrodynamique* (p. 17–30), Nantes, France.
- Ferziger, J., & Perić, M. (1999). *Computational methods for fluid dynamics* (Vol. 2). Berlin: Springer.
- Hay, A., Leroyer, A., & Visonneau, M. (2006). H-adaptive Navier-Stokes simulations of free-surface flows around moving bodies. *Journal of Marine Science and Technology*, *11*, 1–18.
- Hirsch, C. (2007). *Numerical computation of internal and external flows: introduction to the fundamental of CFD*. Elsevier.
- Hofmijster, M. (2010). *Mechanics and energetics of rowing*. Thèse de doctorat.
- Kinoshita, T., & Kobayashi, H. (2004). Improving rower motion and rowing equipment by using rowing velocity prediction program with estimating hydrodynamic load acting on an oar blade. *International Journal of Small Craft Technology*, *145*, Part B2.
- Kinoshita, T., Miyashita, M., Kobayashi, H., & Hino, T. (2007). Rowing velocity prediction program with estimating hydrodynamic load acting on an oar blade. In N. Kato, S. Kamimura (Eds.) *Bio-mechanisms of swimming and flying: Fluid dynamics, biomimetic robots, and sports science*, (pp. 345–359). Springer.
- Kleshnev, V. (2009). Boat acceleration, temporal structure of the stroke cycle, and effectiveness in rowing. *Journal of Sports Engineering and Technology*, *233*, 63–73.
- Leroyer, A. (2004). *Étude du couplage écoulement/mouvement pour des corps solides ou à déformation imposée par résolution des équations de Navier-Stokes. Contribution à la modélisation numérique de la cavitation*. Thèse de doctorat, University of Nantes/École Centrale de Nantes, France.
- Leroyer, A., Barré, S., Kobus, J., & Visonneau, M. (2010). Influence of free surface unsteadiness and viscous effects on oar blade hydrodynamic loads. *Journal of Sports Sciences*, *28*, 1287–1298.
- Leroyer, A., Barré, S., Kobus, J., & Visonneau, M. (2008). Experimental and numerical investigations of the flow around an oar blade. *Journal of Marine Science and Technology*, *13*, 1–15.
- Pope, D. (1973). On the dynamics of men and boats and oars. In J.L. Bleustein (Ed.), *Mechanics and Sport*, 113–130. New York: ASME.
- Rongère, F., Khalil, W., & J-M., Kobus (2011). Dynamic modeling and simulation of rowing with a robotics formalism. In *16th international conference on Methods and models in automation and robotics (MMAR), 2011*.
- Sliasas, A., & Tullis, S. (2010). A hydrodynamics-based model of a rowing stroke simulating effects of drag and lift on oar blade efficiency for various cant angles. *Procedia Engineering*, *2*, 2857–2862.
- Wackers, J., Ait Said, K., Deng, G., Queutey, P., & Visonneau, M. (2010). Adaptive grid refinement applied to RANS ship flow computation. In *28th ONR symposium on naval hydrodynamics, Pasadena, California, September 2010*.
- Wackers, J., Koren, B., Raven, H., Ploeg, A., Starke, A., Deng, G., et al. (2011). Free-surface viscous flow solution methods for ship hydrodynamics. *Archives of Computational Methods in Engineering*, *18*, 1–41.
- Wackers, J., & Visonneau, M. (2009). Adaptive grid refinement for free-surface flow computation. In *International Conference on Computational Methods in Marine Engineering MARINE, June 2009, Trondheim*.
- Wellicome, J. (1967). Some hydrodynamic aspects of rowing. In G.P. Williams & A.C. Scott (Eds.), *Rowing: A scientific approach, symposium*.