

**DEVELOPPEMENTS NUMERIQUES POUR LA  
MODELISATION DU COMPORTEMENT ET DU SILLAGE  
D'HYDROLIENNES**

***NUMERICAL DEVELOPMENTS FOR THE  
SIMULATION OF PERFORMANCES AND WAKE OF  
MARINE CURRENT TURBINES***

**P. MYCEK<sup>1;2</sup>, G. PINON<sup>1;\*</sup> , B. GAURIER<sup>2</sup>, G. GERMAIN<sup>2</sup> and E. RIVOALEN<sup>3</sup>**

1 - Laboratoire Ondes et Milieux Complexes (LOMC), UMR 6294, CNRS - Université du Havre,  
53 rue de Prony, BP 540, 76058 Le Havre, France  
*gregory.pinon@univ-lehavre.fr (\* auteur à qui les correspondances doivent être envoyées)*

2 - IFREMER, Centre Manche Mer du Nord, Hydrodynamic & Metocean Service,  
150 quai Gambetta, BP 699, 62321 Boulogne-sur-Mer, France.  
*{paul.mycek, benoit.gaurier, gregory.germain}@ifremer.fr*

3 - LOFIMS, EA 3828, INSA of Rouen,  
Avenue de l'Université, BP 08, 76801 Saint-Etienne-du-Rouvray, France.  
*elie.rivoalen@insa-rouen.fr*

**Résumé**

L'implantation et le développement de fermes d'hydroliennes sont soumis à la compréhension des effets d'interaction entre machines. Des essais expérimentaux ont été réalisés dans le canal à houle et courant de l'IFREMER à Boulogne-sur-Mer, sur des maquettes d'hydrolienne 3 pales à axe horizontal, dans le but de caractériser les interactions entre deux hydroliennes alignées avec le courant.

En parallèle un code numérique tridimensionnel est développé pour modéliser l'écoulement derrière une hydrolienne. Ce code de calcul est basé sur la méthode Vortex. Il permet entre autres de calculer les efforts et moments sur le rotor ainsi que de tracer des cartes de vitesses en aval de l'hydrolienne.

La plupart des études numériques portant sur les interactions entre hydroliennes ne considèrent en réalité qu'une seule hydrolienne, les conditions d'entrée étant issues de l'écoulement calculé à partir d'une autre simulation indépendante. Par ailleurs, les modèles numériques prenant effectivement en compte les effets d'interaction s'appuient en général sur l'approximation du disque poreux. Le code de calcul développé dans le cadre de cette étude permet de considérer une ferme d'hydroliennes dans son ensemble. Nous présentons les premiers résultats numériques et validations obtenus dans ce cadre.

## Summary

Developments of new marine current turbines farm are subject to a better understanding of interactions effects between the turbines. Experimental trials have been realised in the wave and current flume of IFREMER Boulogne-sur-Mer, on a three bladed horizontal axis marine current turbine in order to characterise the elementary interaction between two turbines aligned with the current.

At the same time, a three-dimensional numerical software has been developed in order to model the flow behind a marine current turbine. The software is based on a Lagrangian Vortex Method. It enables to evaluate the forces and moments onto the rotor as well as the flow fields around the turbine.

Most of the previous numerical studies regarding interaction between devices only consider a single turbine, inflow conditions issuing from a previous and separated computation. Other typical interaction studies deals with real interaction between devices but in the porous disk approximation. The present numerical software really considers a marine current turbines farm by its own. First validations results on devices interactions are presented.

## I – Introduction

L'implantation de la première hydrolienne en mer, la turbine Seagen de MCT (Marine Current Turbine), installée depuis 2008 dans le *Strangford narrows* en Irlande du Nord, a été un élément fondateur pour cette technologie. Depuis, plusieurs hydroliennes ont été installées et les premiers développements de parcs sont aujourd'hui envisagés. Ces développements nécessitent une caractérisation et une évaluation précise des effets d'interaction entre machines pour optimiser au mieux la gestion de l'espace.

Des essais expérimentaux d'interactions entre hydroliennes ont été menés, notamment grâce à des disques poreux (HARRISON *et al.*, 2010) ou grâce à des maquettes de turbines réelles (MYCEK *et al.*, 2011). Dans ces deux dernières études, les turbines sont alignées et il n'y a pas pour l'instant d'études expérimentales avec des implantations spatiales réalistes (3D). Compte tenu de la taille des installations expérimentales et de la complexité des configurations possibles d'implantation des turbines (MYERS *et al.*, 2010), il ne sera pas possible d'évaluer ces effets d'interaction de manière exhaustive dans des infrastructures expérimentales classiques.

Le recours à des outils numériques dédiés est de ce fait indispensable. Outre la détermination précise des coefficients de puissance et de traînée d'une hydrolienne (BALTAZAR & FALCÃO DE CAMPOS, 2008), ces outils doivent permettre la simulation du sillage de ce type de turbine. Ainsi, à terme, il sera possible de faire interagir plusieurs hydroliennes entre elles. A l'heure actuelle, les logiciels de type BEM (Boundary Element Momentum theory) ne permettent pas de simuler proprement les sillages (BALTAZAR & FALCÃO DE CAMPOS, 2008). Nous proposons ici de présenter les développements numériques entrepris pour simuler le comportement global, en terme de rendement et de sillage, d'une hydrolienne.

Dans une première partie, nous présentons la méthode numérique utilisée. Dans une seconde partie, nous présentons les résultats de validation obtenus sur deux géométries d'hydroliennes (BAHAJ *et al.*, 2007, MYCEK *et al.*, 2011). Enfin, nous présenterons les développements numériques entrepris pour traiter les interactions entre plusieurs machines positionnées dans un espace proche.

## II. Méthode numérique utilisée

Le code de simulation numérique de l'écoulement autour d'une hydrolienne est basé sur une méthode Lagrangienne particulière et présenté en détail dans (PINON *et al.*, 2005 ; PINON *et al.*, 2012). Les équations de Navier-Stokes sont formulées en vitesse / vorticité  $(\mathbf{u}, \boldsymbol{\omega})$  pour un fluide Newtonien incompressible :

$$\nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{D\boldsymbol{\omega}}{Dt} = (\boldsymbol{\omega} \cdot \nabla) \mathbf{u} + \nu \Delta \boldsymbol{\omega}, \quad (2)$$

où  $\mathbf{u}$  est la vitesse du fluide,  $\boldsymbol{\omega} = \nabla \wedge \mathbf{u}$  est la vorticité et  $\nu$  la viscosité cinématique.

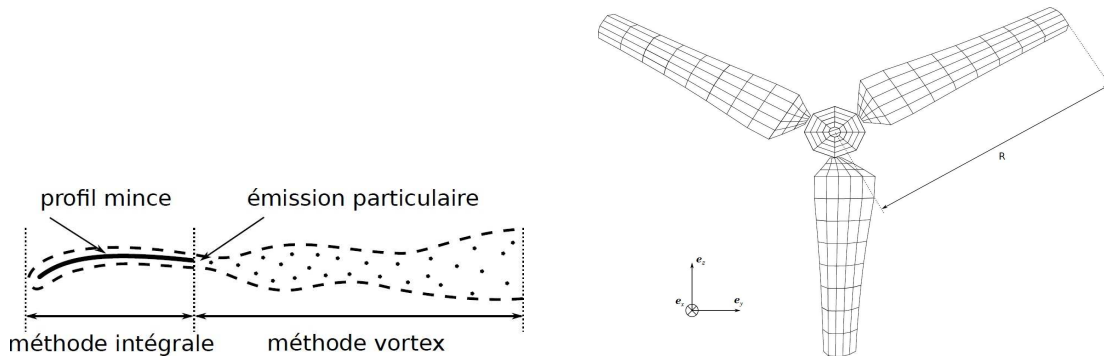
$$\mathbf{u} = \nabla \wedge \boldsymbol{\psi} + \nabla \phi + \mathbf{u}^\infty = \mathbf{u}^\psi + \mathbf{u}^\phi + \mathbf{u}^\infty, \quad (3)$$

La décomposition de Helmholtz de la vitesse (eq. (3)) permet de scinder la composante de vitesse en une composante potentielle  $\mathbf{u}^\phi$  (elle dérive du potentiel scalaire  $\phi$ ), une composante tourbillonnaire ou rotationnelle  $\mathbf{u}^\psi$  obtenue à partir du potentiel vecteur  $\boldsymbol{\psi}$  et une partie constante  $\mathbf{u}^\infty$ . Physiquement,  $\mathbf{u}^\phi$  représente la perturbation de vitesse liée à la présence du rotor de l'hydrolienne,  $\mathbf{u}^\psi$  représente la présence du sillage tourbillonnaire qui se développe derrière l'hydrolienne et  $\mathbf{u}^\infty$  représente le courant incident, supposé constant dans cette étude. Par combinaison des équations (1) et (3), nous obtenons les relations suivantes :

$$\Delta \boldsymbol{\psi} = -\boldsymbol{\omega} \quad (4)$$

$$\Delta \phi = 0. \quad (5)$$

Les équations (4) et (5), nous permettent d'obtenir les formes de  $\mathbf{u}^\phi$  et  $\mathbf{u}^\psi$ . La figure 1(a) représente schématiquement les différents domaines de la méthode utilisée.



(a) Description schématique des méthodes mises en jeu

(b) Exemple de maillage d'une hydrolienne

Figure 1. Description de la méthode numérique.

### 2.1 Composante potentielle de la vitesse

L'hydrolienne (les 3 pales et la partie centrale) est prise en compte par une méthode intégrale de frontière (cf. partie gauche de la figure 1(a)) nous permettant d'obtenir la composante  $\mathbf{u}^\phi$ . Cette hydrolienne est discrétisée en  $N_p$  éléments surfaciques comme le présente le schéma de la figure 1(b). Une répartition de doublets surfaciques  $\boldsymbol{\mu}$  impose une vitesse normale nulle sur les parois. Grâce à l'équation (5) et pour  $M$  un point quelconque de l'espace, nous obtenons alors la perturbation de vitesse liée à la présence du rotor par :

$$\mathbf{u}^\phi(M) = \frac{1}{4\pi} \sum_{p=1}^{N_p} \mu_p \nabla_M \left( \frac{\mathbf{MP} \cdot \mathbf{n}(P)}{|\mathbf{MP}|^3} \right) ds_p \quad (6)$$

où  $P$  est le centre d'une facette quelconque de l'hydrolienne, facette de normale  $\mathbf{n}(P)$ , de surface  $ds_p$  et de doublet normal  $\mu_p$  supposé constant sur la facette.

## 2.2 Composante tourbillonnaire de la vitesse

A partir de l'équation (4) et en utilisant la relation de Biot & Savart (eq. (7)), nous obtenons la composante rotationnelle de la vitesse  $\mathbf{u}^\psi(M)$  :

$$\mathbf{u}^\psi(M) = \frac{1}{4\pi} \int_v \mathbf{K}_\varepsilon(\mathbf{MM}') \wedge \boldsymbol{\omega}(M') dv', \quad (7)$$

où  $M'$  est un autre point quelconque de l'espace et  $\mathbf{K}_\varepsilon$  (eq. (8)) représente le noyau régularisé de Biot & Savart.

$$\mathbf{K}_\varepsilon(\mathbf{MM}') = \frac{\mathbf{MM}'}{(|\mathbf{MM}'|^2 + \varepsilon^2)^{3/2}}. \quad (8)$$

L'intégrale précédente (eq.(7)) est par la suite discrétisée en une somme de contributions des particules représentant l'écoulement rotationnel (cf. partie droite de la figure 1(a)). Les particules sont créées à chaque pas de temps au bord de fuite des pales grâce à la condition de Kutta-Joukovsky. Ces particules sont advectées grâce à leur vitesse évaluée à partir de l'équation (3), l'intégration en temps se faisant par un schéma Runge-Kutta d'ordre 2. Une grande partie des détails de la méthode est disponible dans (PINON *et al.*, 2012).

## III. Résultats numériques

Le comportement d'une hydrolienne est influencé par différents paramètres, parmi lesquels :

- La norme de la vitesse amont, uniforme dans la présente étude, notée  $U_\infty = |\mathbf{u}^\infty|$  ;
- Le Tip Speed Ratio (TSR), défini comme le ratio entre la vitesse en bout de pale et la vitesse de l'écoulement amont  $U_\infty$  :

$$TSR = \frac{\Omega R}{U_\infty} \quad (9)$$

où  $R = D/2$  est le rayon du rotor et  $\Omega$  est sa vitesse de rotation.

Tableau 1. Caractéristiques de la maquette d'hydrolienne.

Caractéristique	IFREMER LOMC	BBMC
Profil des pales	NACA 63418	NACA 63-8XX
Diamètre du rotor ( $D$ )	700 mm	800 mm
Diamètre de la nacelle	92 mm	100 mm
Longueur de la nacelle	720 mm	-
Angle de calage (Pitch)	0°	0°, 5° 10° et 13°
TSR étudiés	[0;10]	[2;10]
Sens de rotation	Antihoraire	Horaire
Reynolds ( $Re_\infty = U_\infty R / \nu$ )	≈ 280000	≈ 580000

Des essais ont été réalisés dans le bassin d'essais de l'IFREMER de Boulogne-sur-Mer sur une maquette à l'échelle 1/30 d'un prototype d'hydrolienne, notée par la suite hydrolienne IFREMER-LOMC (MAGANGA *et al.*, 2010 ; MYCEK *et al.*, 2011). La description générale de la maquette est donnée par le tableau 1. Dans le cadre d'une validation plus contraignante, nous avons voulu confronter notre code à une autre configuration d'hydrolienne, dénommée par la suite hydrolienne BBMC et dont les résultats sont disponibles dans la littérature (BAHAJ *et al.*, 2007).

### 3.1 Les performances

Les performances d'une hydrolienne peuvent être évaluées classiquement par le calcul du coefficient de puissance  $C_p$  et de traînée  $C_T$  définis par :

$$C_p = \frac{M_x \Omega}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^3}. \quad (10)$$

$$C_T = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^2} \quad (11)$$

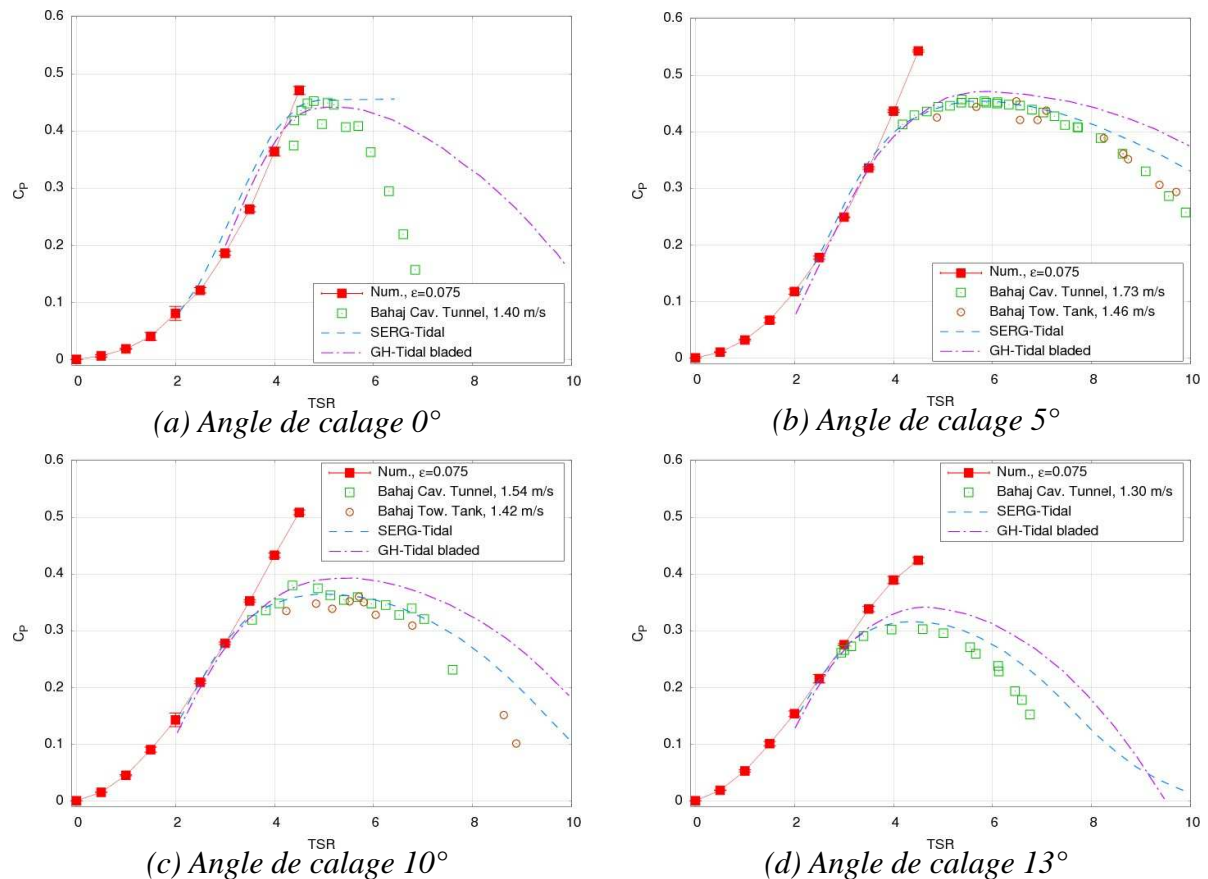


Figure 2. Évolution des  $C_p$  en fonction du TSR pour l'hydrolienne de type BBMC pour différents angles de calage (Pitch, voir tableau 1).

La figure 2 montre l'évolution du coefficient de puissance de l'hydrolienne de type BBMC en fonction de son TSR pour différents angles de calage (cf. tableau 1). Les résultats numériques (SERG-Tidal et GH-Tidal Bladed) ainsi que les résultats expérimentaux ont été repris de (BAHAJ *et al.*, 2007). Les résultats obtenus, pour un paramètre de discrétisation  $\varepsilon = 0.075$ ,

sont en accord avec les résultats de la littérature, uniquement pour la partie ascendante de la courbe de  $C_p$ . Comme prévu, et lié au fait que nous émettons nos particules uniquement au bord de fuite par un modèle de type Kutta-Joukovsky, nous ne pouvons pas modéliser le décollement de couche limite. Ceci ne nous permet pas, pour le moment, de simuler correctement le comportement de l'hydrolienne pour des TSR élevés.

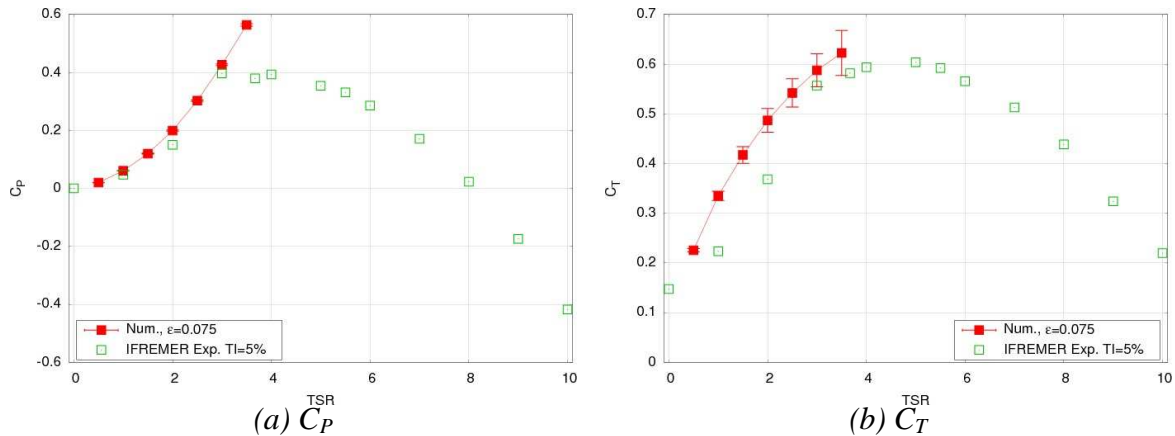
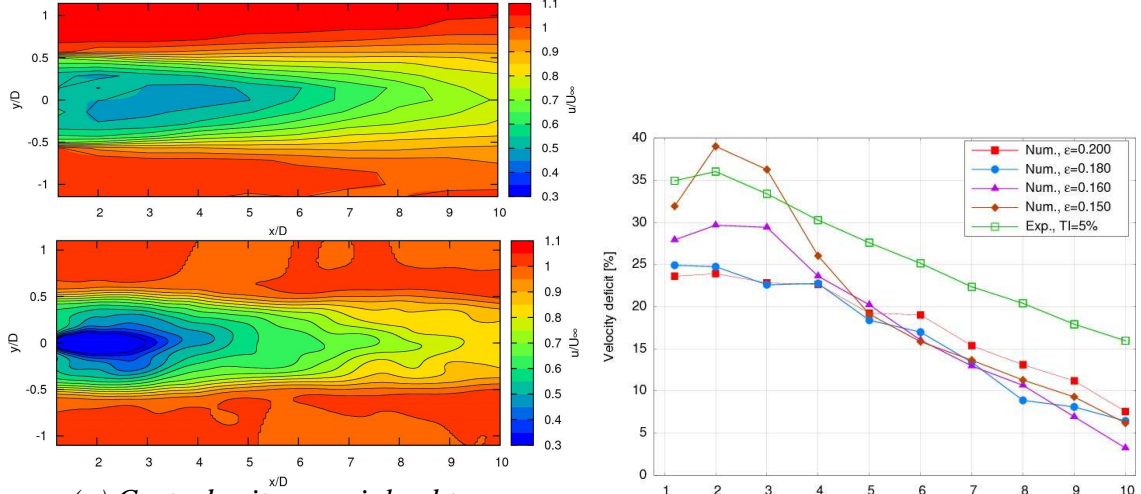


Figure 3. Évolution du  $C_p$  et du  $C_t$  en fonction du TSR pour l'hydrolienne de type IFREMER-LOMC.

Les résultats numériques obtenus en  $C_p$  et  $C_t$  (le coefficient de traînée, eq.(11)) sur la configuration IFREMER-LOMC (figure 3) sont également en bon accord avec la même limitation lorsque les TSR augmentent. Nous pouvons en conclure que notre code prend en compte de manière satisfaisante différentes géométries pour la partie ascendante des courbes de coefficient de performance et traînée.

### 3.2 Le sillage

La figure 4(a) montre une carte de vitesse axiale moyenne en aval de l'hydrolienne IFREMER-LOMC obtenue numériquement. Elle est très similaire aux résultats expérimentaux obtenus à l'IFREMER de Boulogne-sur-Mer grâce à un système de LDV (Laser Doppler Velocimetry), (MAGANGA *et al.*, 2010 ; MYCEK *et al.*, 2011). Expérimentalement, le taux de turbulence ambiant (TI) de l'écoulement incident est de 5% (figure 4(a) en haut), alors que numériquement (figure 4(a) en bas), la présence d'un taux de turbulence ambiant ne peut pas être prise en compte dans le modèle actuellement.



(a) Carte de vitesse axiale obtenue expérimentalement (en haut) et numériquement (en bas)

(b) Évolution du déficit de vitesse axiale

Figure 4. Caractérisation numérique du sillage à  $TSR=3,67$ .

À partir de ces cartes de vitesse, nous pouvons estimer la valeur moyenne de la vitesse axiale  $\hat{u}$  à une certaine distance  $x$  derrière l'hydrolienne en intégrant la vitesse axiale à cette distance sur l'aire d'influence de rayon  $R^*$  de l'hydrolienne :

$$\hat{u}(x) = \frac{1}{R^*} \int_{-R^*}^{+R^*} |y| u(x, y) dy \quad (12)$$

Ici,  $R^*$  est pris légèrement plus grand que  $R$  de manière à ce que tout le déficit de vitesse induit par la présence de l'hydrolienne soit bien pris en compte. Le déficit moyen en  $x$  est alors naturellement défini par

$$\gamma(x) = 100 \times (1 - \hat{u}(x)/U_\infty) \quad (13)$$

Cette quantité nous permet de comparer plus facilement nos résultats numériques et expérimentaux. La figure 4 montre une carte de vitesse axiale obtenue numériquement pour une configuration correspondant à un TI de 0% (figure 4(a)) et la comparaison du déficit de vitesse numérique derrière l'hydrolienne avec les résultats expérimentaux (figure 4(b)) et ce en fonction de différents paramètres de discrétisation  $\epsilon$ . Les résultats numériques sont en bon accord avec l'expérience. Les différences observées proviennent pour partie du fait que le taux de turbulence ambiant (TI) ne peut pas encore être pris en compte dans le code numérique ainsi que du fait que le modèle de turbulence implémenté dans le code peut encore être amélioré. En effet, nous utilisons la méthode PSE pour prendre en compte la viscosité dans notre code et nous avons ajouté un modèle de turbulence de type LES (Large Eddy Simulation). Ce dernier est assez rudimentaire et il semble être très dissipatif, ce qui pourrait être un élément d'explication de nos différences avec les résultats expérimentaux.

#### **IV. Interaction entre hydroliennes**

La figure 5(a) représente le schéma des expériences réalisées à Ifremer Boulogne-sur-Mer (MAGANGA *et al.*, 2010) pour la caractérisation expérimentale des interactions élémentaires entre deux hydroliennes. Une photographie du système pour deux hydroliennes espacées de 4 diamètres est aussi présentée en figure 5(b).



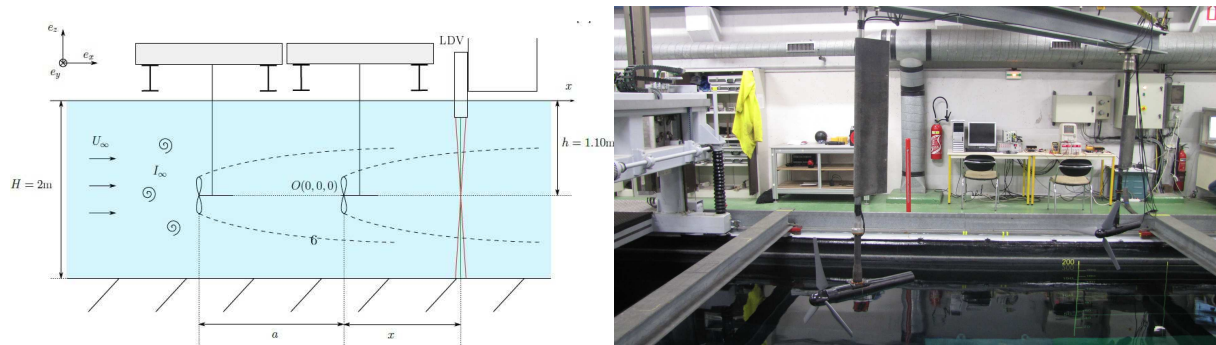


Figure 5. (a) Vue schématique de l'installation expérimentale dédiée au cas d'interaction élémentaires en deux hydroliennes, l'une en aval de l'autre. (b) Photographie de cette même installation pour le cas de deux hydroliennes distantes de 4 diamètres l'une de l'autre. Les hydroliennes sont sorties du bassin d'essai.

Afin d'évaluer quantitativement l'influence du sillage de la première l'hydrolienne avale, les essais expérimentaux ont été réalisés avec plusieurs distances inter hydroliennes, de 2 à 10 diamètres. La figure 6(a) présente les courbes de  $C_p$  (eq. (10)) en fonction du  $TSR$  (eq. (9)) pour une hydrolienne seule (cas de références) et pour plusieurs hydroliennes en aval d'une première et ce pour les différentes distances inter hydroliennes. Lors de ces expériences, le taux de turbulence ambiante était fixé à 5%. Le  $TSR$  calculé est toujours obtenu en utilisant la vitesse infini amont ( $u^\infty$ ). On observe que les courbes de performances obtenues sont très influencées par la présence de la première hydrolienne. Même 10 diamètres derrière une première hydrolienne, la chute de performance est de l'ordre de 50% au point de fonctionnement optimal. Et comme prévu, plus la seconde hydrolienne se rapproche de la première, plus ses performances chutent.

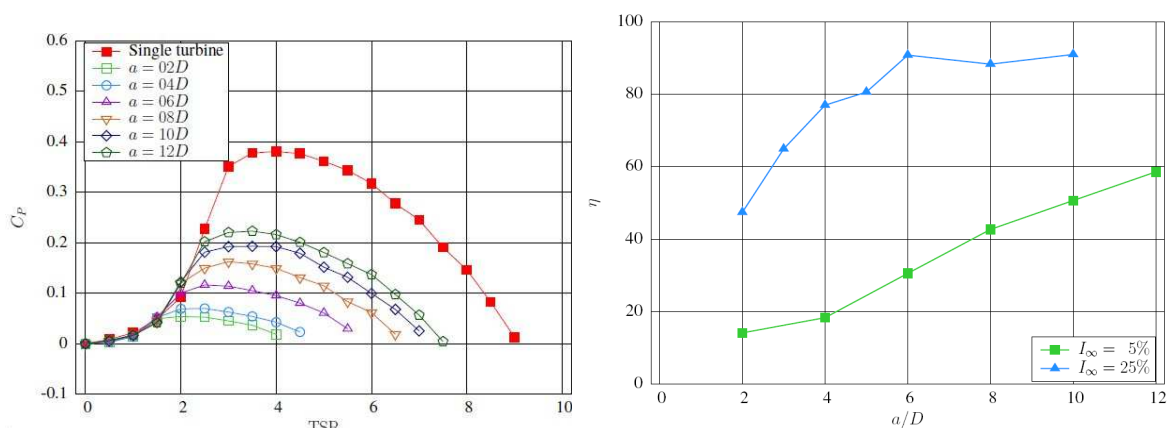


Figure 6. (a) Performance de l'hydrolienne avale en fonction de son  $TSR$  pour le cas d'interaction d'hydroliennes plongées dans un écoulement incident avec une turbulence ambiante de 5%. Rendement de l'hydrolienne avale en fonction de la distance inter hydrolienne pour deux intensités de turbulence ambiantes de 5% et 25%.

La figure 6(b) donne une idée du rendement de la seconde hydrolienne ; on suppose que l'hydrolienne avale fonctionne à son niveau optimal, ce qui fait que son  $TSR$  n'est pas forcément le même que celui de la première hydrolienne. On observe que si l'hydrolienne avale est situé 2 diamètres derrière la première, elle ne pourra fonctionner qu'à moins de 20% de son optimum (Cas de référence, hydrolienne seule). Plus la seconde hydrolienne s'éloigne, plus le rendement augmente mais ne récupère jamais son fonctionnement nominal, même 12



diamètres derrière la première. Les résultats détaillés ci-dessus sont réalisés avec des hydroliennes plongées dans un écoulement avec une turbulence ambiante de 5%. Si cette intensité de turbulence ambiante passe à 25%, les performances sont nettement meilleures. L'hydrolienne aval sent encore de manière importante la présence du sillage de la première entre 2 diamètres, avec un rendement de l'ordre de 50%, et 6 diamètres avec un rendement qui remonte à 90% environ. Au-delà de 6 diamètres, le rendement stagne à 90% environ.

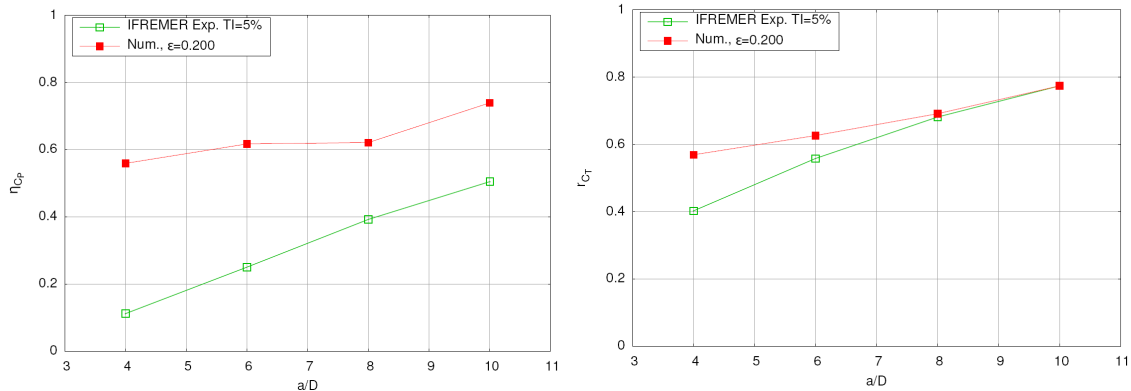


Figure 7. Comparaisons numérique/expérimentale sur les rendements de deux hydroliennes en interaction pour les  $C_p$  (a) et les  $C_T$  (b). Expérimentalement, les résultats ont été obtenus avec une intensité de turbulence ambiante de 5% ; numériquement, cette intensité de turbulence ambiante est supposée nulle et la discrétisation utilisée est  $\epsilon = 0.2$ .

Les figures 7(a) et 7(b) présentent des comparaisons numériques et expérimentales sur le cas d'interaction élémentaire d'hydroliennes présenté ci-dessus. Expérimentalement, nous avons pris les résultats obtenus avec un taux de turbulence ambiant de 5% ; numériquement, nous ne pouvons pas encore imposer un taux de turbulence ambiant. La figure 7(b) montre que les comparaisons numériques et expérimentales sont relativement satisfaisantes pour ce qui est des rendements calculés sur les  $C_T$ . Il est important de noter que, pour des raisons de saturation de la mémoire, nous n'avons pas pu réaliser des simulations avec une discrétisation inter particulaire inférieure à  $\epsilon = 0.2$  alors qu'une discrétisation de  $\epsilon = 0.075$  est en réalité nécessaire. Pour ces raisons, nous travaillons actuellement sur la réécriture complète de code de simulation afin d'améliorer de manière significative ses capacités, notamment pour optimiser la demande mémoire et accélérer les calculs, par une optimisation scalaire et une meilleure parallélisation. Nous espérons, pour ce biais, pouvoir réaliser des simulations avec des discrétisations bien inférieures à  $\epsilon = 0.075$  pour plusieurs hydroliennes en interactions.

La figure 8 présente les premiers résultats d'une simulation de 8 hydroliennes en interaction. Cette simulation est purement démonstrative et a pour objectif de démontrer la faisabilité de notre étude visant à modéliser les effets d'interaction de plusieurs hydroliennes en espace proche. Dans la simulation présentée, la discrétisation des pales n'est pas assez fine pour pouvoir garantir la convergence des résultats en termes de coefficient de performance et de traînée. De même, pour des raisons de temps CPU trop important, la simulation n'a pas été menée assez longtemps pour avoir une bonne évaluation du sillage.

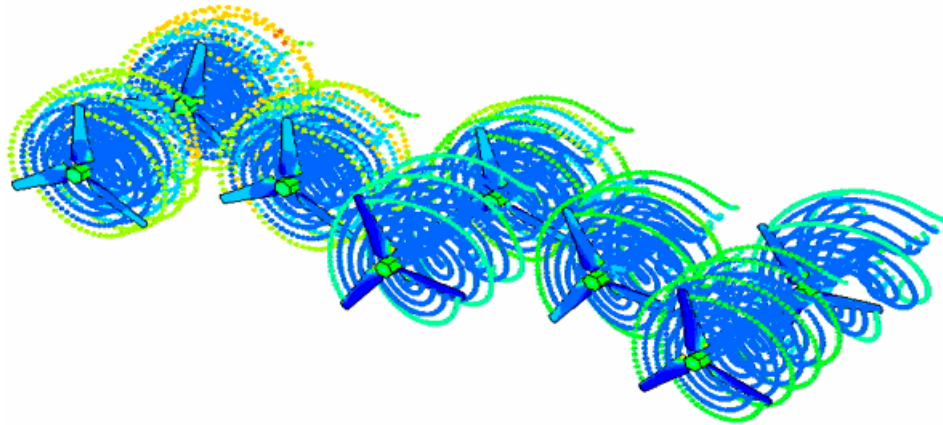


Figure 8. Simulation de 8 hydroliennes en interaction.

## **V. Conclusion et perspectives**

Cette étude présente de manière succincte la méthode numérique utilisée pour obtenir dans une même simulation les coefficients de performance  $C_p$  et de traînée  $C_T$  d'une hydrolienne ainsi que la simulation du sillage de celle-ci. Les résultats obtenus sont en accord avec la littérature et les résultats expérimentaux. En ce qui concerne les performances des machines ( $C_p$  et  $C_T$ ), les résultats obtenus sont bons et ce quelle que soit la géométrie et les angles de calage des pales mais uniquement pour la partie ascendante de la courbe de performance, c'est-à-dire pour des TSR modérés. Une amélioration est prévue pour pouvoir considérer l'ensemble des points de fonctionnement et ainsi élargir la gamme de TSR.

En ce qui concerne les sillages, les résultats sont très prometteurs et des comparaisons avec les résultats expérimentaux sont très encourageants. Néanmoins, des améliorations en termes de prise en compte de la viscosité et du modèle de turbulence sont prévues pour améliorer les résultats.

Les premiers résultats de comparaisons numérique/expérimentale sur des cas d'interaction d'hydroliennes sont prometteurs. Pour le moment, les discrétisations utilisées ne nous permettent pas d'obtenir une convergence des résultats satisfaisants. Les prochains travaux vont se concentrer sur des optimisations en termes de mémoire et accélération des calculs, par une optimisation scalaire et une meilleure parallélisation. Le but étant, *in fine*, de modéliser de manière réaliste l'interaction de plusieurs hydroliennes dans un espace proche, similaire aux fermes d'hydroliennes qui sont actuellement en prévision sur les côtes françaises.

## **VI. Remerciements**

Les auteurs souhaitent remercier la Région Haute-Normandie dans le cadre du programme RHYNO, ainsi que pour le soutien financier accordé au co-financement de la thèse de P. Mycek. Nous souhaitons aussi remercier le CRIHAN pour la mise à disposition des moyens informatiques pour les calculs numériques. Nous tenons également à remercier Thomas Bacchetti et Jean-Valéry Facq pour leur aide dans le présent projet.

## **VII. Références bibliographiques**

- BAHAJ A., BATTEN W., MC CANN G.(2007) *Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines*. Renewable Energy. doi:10.1016/j.renene.2007.10.001
- BALTAZAR J., FALCÃO DE CAMPOS J.A.C. (2008). *Hydrodynamic analysis of a horizontal axis marine current turbine with a boundary element method*. 27th OMAE Conference, Estoril (Portugal), pp 883–893.
- BATTEN W., BAHAJ A., MOLLAND A., CHAPLIN J. (2008). *The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines*. Renewable Energy. doi:10.1016/j.renene.2007.05.043
- HARRISON M., BATTEN W., MYERS L., BAHAJ A. (2010). *Comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines*. IET Renew. Power Gener. Vol. 4 (6), pp 613–627. doi:10.1049/ietrpg.2009.0193
- MAGANGA F., GERMAIN G., KING J., PINON G., RIVOALEN E. (2010). *Experimental characterisation of flow effects on marine current turbine behaviour and on its wake properties*. IET Renewable Power Generation, Vol. 4, n° 6, pp 498–509. doi:10.1049/ietrpg.2009.0205
- MYCEK P., GAURIER B., GERMAIN G., PINON G., RIVOALEN E. (2011). *Numerical and experimental study of the interaction between two marine current turbines*, Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC), Southampton, UK.
- MYERS L., BAHAJ A., RETZLER C., RICCI P., DHEDIN J.-F. (2010). *Inter-device spacing issues within wave and tidal energy converter arrays*. 3<sup>rd</sup> ICOE, Bilbao.
- PINON G., BRATEC H., HUBERSON S., PIGNOT G., RIVOALEN E. (2005). *Vortex method for simulation of a 3D round jet in a cross-stream*. Journal of Turbulence, Vol. 6, n° 18, pp 1–25.
- PINON G., MYCEK P., GERMAIN G., RIVOALEN R (2012). *Numerical Simulation of the Wake of Marine Current Turbines with a Particle Method*. Renewable Energy doi:10.1016/j.renene.2012.03.037