



Etude expérimentale et numérique du comportement d'hydroliennes à axe horizontal

Clément CARLIER^{1,2}, Paul MYCEK³, Benoît GAURIER², Grégory GERMAIN²,
Grégory PINON¹, Elie RIVOALEN^{1,4}

1. Université du Havre, UFR Sciences et Techniques, LOMC, UMR 6294 CNRS –
Université du Havre, 53 rue de Prony, BP 540, 76058 Le Havre, France.
gregory.pinon@univ-lehavre.fr
2. IFREMER, Centre Manche Mer du Nord, 150 quai Gambetta, BP 699, 62321
Boulogne-sur-Mer, France.
{clement.carlier, benoit.gaurier, gregory.germain}@ifremer.fr
3. Duke University, Durham, NC 27708, Etats-Unis. *paul.mycek@duke.edu*
4. INSA de Rouen, EA 3828 – LOFIMS, Avenue de l'Université, BP 08, 76801 Saint-
Etienne-du-Rouvray, France. *elie.rivoalen@insa-rouen.fr*

Résumé :

Le développement de fermes d'hydroliennes a suscité et suscite toujours de nombreuses études parmi lesquelles figure l'étude des effets d'interactions entre les machines. Afin de comprendre ces effets d'interactions des essais expérimentaux ont été effectués dans un bassin à houle et courant sur des maquettes d'hydroliennes 3 pales à axe horizontal, réglées en vitesse de rotation. Ces essais portent sur la caractérisation du fonctionnement d'une, puis de deux hydroliennes alignées avec le courant à partir de mesure de performance et de sillage.

En parallèle, un code numérique tridimensionnel est développé pour modéliser une ou plusieurs hydroliennes dans un écoulement.

On présente ici les résultats numériques et expérimentaux, obtenus pour deux points de fonctionnement de la machine afin de mettre en évidence l'influence de ce dernier sur le sillage aval de l'hydrolienne. De plus on présentera les résultats obtenus dans le cadre de l'étude de deux hydroliennes en interactions en termes de modification de sillage et de performances.

Mots-clés : Energies marine, Hydroliennes, Simulation numérique, Méthode vortex, Méthode lagrangienne, Essais expérimentaux.

1. Introduction

Depuis la première implantation d'hydrolienne en mer en 2008 dans le Strangford Narrows (Irlande du Nord), plusieurs hydroliennes ont été installées et on envisage dès à présent le développement de fermes d'hydroliennes. Par exemple, l'Inde prévoit d'implanter une ferme d'hydrolienne de 250MW au large de sa côte ouest. Des projets d'une telle ampleur nécessitent un grand nombre d'études préalables, parmi lesquelles

figure l'étude du comportement des machines dans différentes conditions de fonctionnements (vitesse de rotation, vitesse d'écoulement amont, etc...) (BLACKMORE *et al.*, 2014) ou encore l'étude des interactions entre les différentes machines qui constituent le parc hydrolien (BATIFOULIER *et al.*, 2012), que nous proposons de compléter par l'intermédiaire des travaux présentés ici.

Dans un premier temps nous présenterons succinctement la méthode numérique et le dispositif expérimental utilisés. Puis dans un second temps nous exposerons les résultats expérimentaux obtenus à $TSR=2,5$ que nous comparerons à ceux obtenus à $TSR=3,67$ afin de mettre en évidence l'influence du régime de fonctionnement de l'hydrolienne sur le sillage généré. Nous présenterons ensuite les résultats obtenus pour caractériser les effets d'interaction entre deux machines en espace proche.

2. Méthode numérique et dispositif expérimental

Le code de simulation numérique de l'écoulement autour d'une ou plusieurs hydroliennes utilise la méthode vortex qui repose sur une description Lagrangienne de l'écoulement comme présenté en détail dans (PINON *et al.*, 2012). La méthode vortex utilise les équations de Navier-Stokes en formulation vitesse/tourbillon. Les pales de la turbine sont prises en compte grâce à une méthode des singularités dont le système est fermé par une condition de Kutta-Joukovky pour l'émission de particules. Les aspects de modélisation avec deux hydroliennes sont présentés dans (MYCEK *et al.*, 2013).

Le dispositif expérimental utilisé pour étudier le comportement d'une ou de deux hydroliennes dans le bassin à houle et à courant de l'IFREMER de Boulogne-sur-Mer est schématisé par la figure 1. Les paramètres influençant le comportement de l'hydrolienne que l'on peut contrôler sont : la vitesse moyenne de l'écoulement amont notée $U_\infty=|u^\infty|$; le taux de turbulence ambiante, notée I_∞ et le Tip Speed Ratio (TSR), qui est défini comme étant le ratio entre la vitesse en bout de pale et la vitesse amont U_∞ :

$TSR = \frac{\Omega R}{U_\infty}$ avec $R = D/2$ le rayon de l'hydrolienne et Ω sa vitesse de rotation.

Les hydroliennes utilisées pour ces travaux sont régulées en vitesses de rotation, la mesure de couple est directe et se mesure à l'aide d'un couplemètre rotatif. Les performances peuvent ainsi être déterminées de manière classique par le calcul des coefficients de puissance C_P et de traînée C_T qui sont définis par :

$$C_P = \frac{M_x \Omega}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^3}, \text{ et: } C_T = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^2} \quad (1)$$

avec M_x le moment en x (orienté dans le sens de l'écoulement amont), ρ la densité du fluide et F_x l'effort axial sur toute l'hydrolienne.

Pour l'étude des effets d'interaction entre machines, nous nous intéressons principalement au cas $a=4D$, avec a la distance inter-hydroliennes, les deux

hydroliennes étant identiques. Les mesures de sillage sont réalisées à l'aide d'un système de vélocimétrie laser Doppler à 2 composantes.

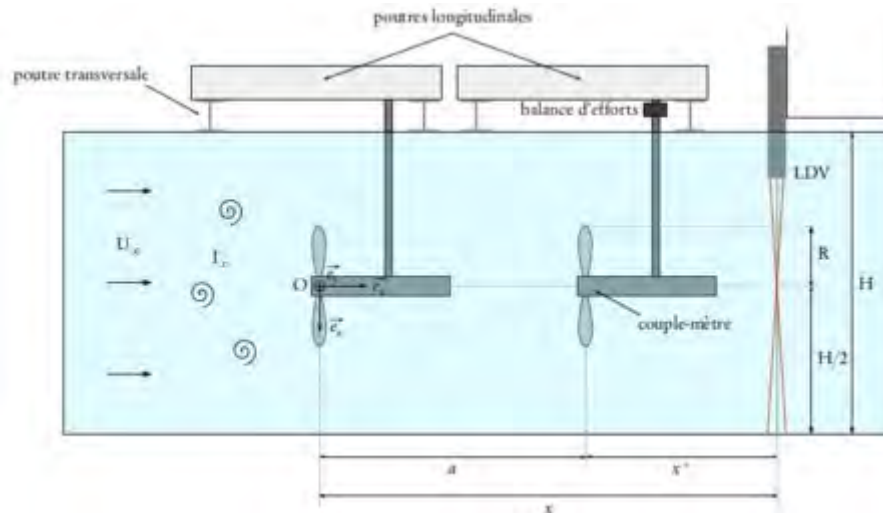


Figure 1. Schéma du dispositif expérimental pour deux hydroliennes.

3. Influence du Tip Speed Ratio sur le sillage d'une hydrolienne

La comparaison entre les coefficients de puissance et de trainée obtenus expérimentalement et ceux obtenus numériquement, présentée sur la figure 2, montre que les résultats numériques sont en bonne adéquation avec la partie croissante des courbes mais ne représente pas leur partie décroissante. Ceci s'explique par la méthode utilisée pour modéliser les pâles de la turbine, qui ne permet pas de prendre en compte les décollements sur les profils de pales (PINON *et al.*, 2012).

Afin d'étudier l'influence du TSR sur le sillage d'une hydrolienne, des mesures par vélocimétrie laser ont été effectuées à $TSR=2,5$ et $TSR=3,67$, soit respectivement à un point de fonctionnement sous le régime nominal et au point de fonctionnement nominal de la turbine considérée. Les figures 3 et 4 montrent des différences importantes en termes de sillage entre un fonctionnement de l'hydrolienne pour les deux points de fonctionnement considérés. Le déficit de vitesse semble concentré au niveau du hub à $TSR=2,5$ alors qu'il est relativement homogène sur toute la largeur de l'hydrolienne à $TSR=3,67$. Cela pourrait s'expliquer par le fait que les pales tournant moins vite, le fluide est moins freiné par ces dernières. Même avec un comportement du sillage proche différent, l'évolution du déficit de vitesse est similaire dès $4D$, avec un déficit plus prononcé pour le point de fonctionnement optimal pour lequel on récupère le maximum d'énergie.

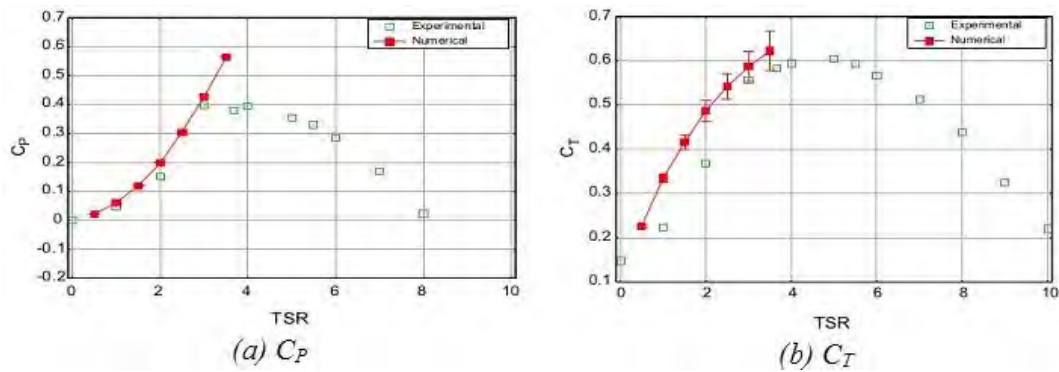


Figure 2. Performance d'une hydrolienne seule à différents TSR.

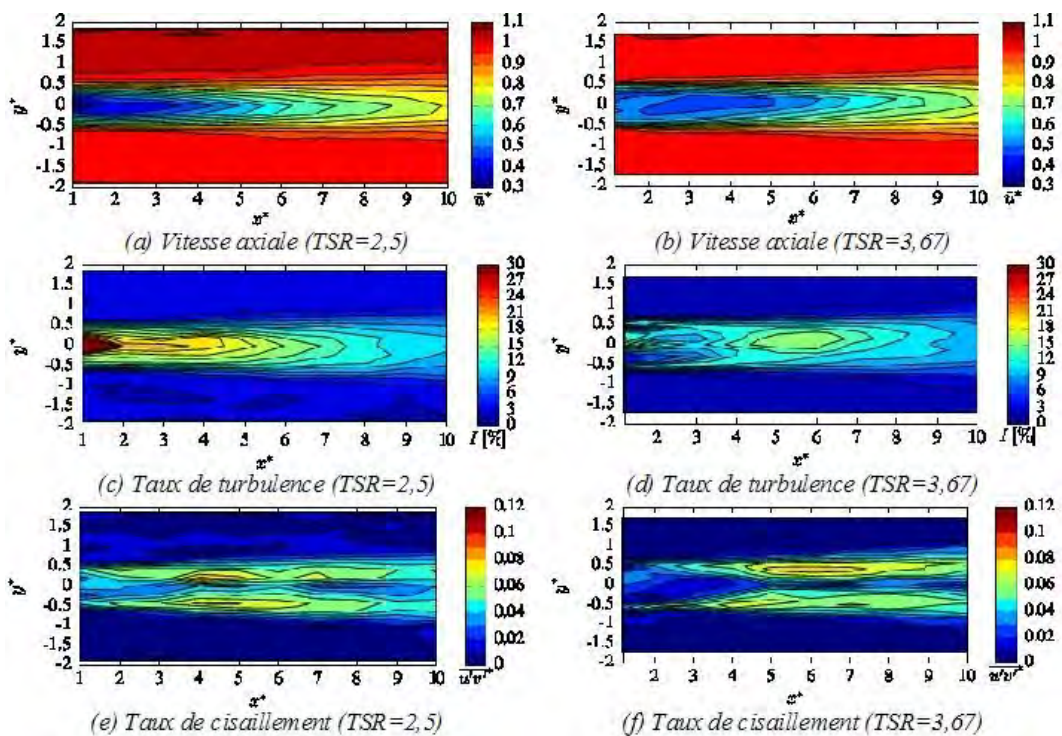


Figure 3. Cartes de sillage derrière l'hydrolienne à $U_\infty=0,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $I_\infty=3\%$ et pour $TSR=2,5$ (à gauche) et $TSR=3,67$ (à droite).

La figure 4 montre également que les résultats numériques obtenus à $TSR=2,5$ sont similaires aux résultats expérimentaux. La prise en compte des décollements par l'intégration d'un modèle de corps épais pour la modélisation de la structure permettra d'améliorer ces résultats.

Des différences importantes se remarquent aussi tout particulièrement quand on s'intéresse au taux de turbulence en aval de l'hydrolienne. En effet, le taux de turbulence dans le sillage proche ($x < 4D$) est beaucoup plus important à $TSR=2,5$ qu'à $TSR=3,67$: le calage des pâles n'étant pas adapté à la vitesse de rotation (TSR non optimal), l'écoulement autour de celles-ci est plus perturbé et génère plus de turbulence.

En revanche, aux alentours de 6D, on remarque, figure 5, une zone de turbulence plus élevée à $TSR=3,67$ ce qui est attribué au fait que les couches de cisaillements issus du bout de pale fusionnent à partir de cette position (cf. MYCEK *et al.*, 2014).

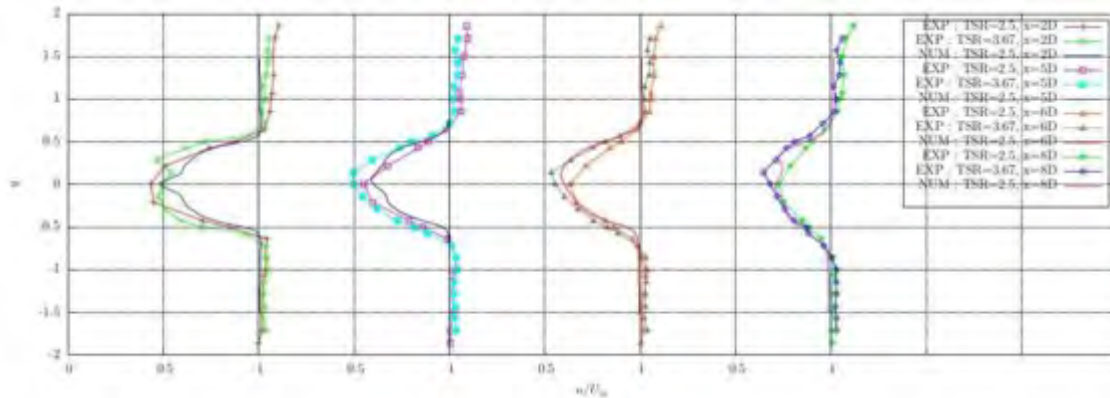


Figure 4. Comparaison des profils de vitesse axiale à $TSR=2,5$ et $TSR=3,67$ pour $U_\infty=0,8 \text{ m s}^{-1}$, $I_\infty=3\%$ à différentes distances de l'hydrolienne.

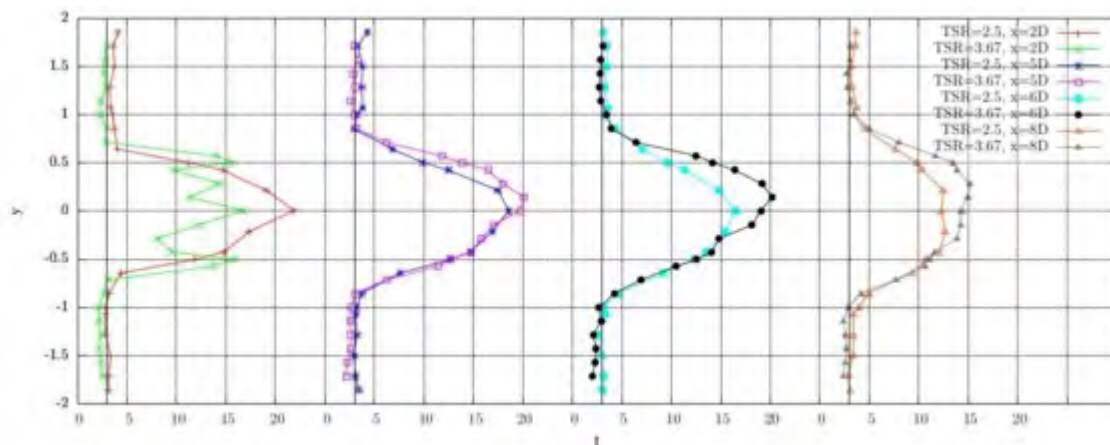


Figure 5. Comparaison des profils de taux de turbulence à $TSR=2,5$ et $TSR=3,67$ pour $U_\infty=0,8 \text{ m s}^{-1}$, $I_\infty=3\%$ à différentes distances de l'hydrolienne.

4. Interactions entre deux hydroliennes

4.1 Effets en terme de performances

Dans le cadre de notre étude de deux hydroliennes alignées avec le courant on propose d'étudier les performances en termes de C_p et de C_T de l'hydrolienne aval par rapport à celles obtenues pour une hydrolienne seule. Pour cela on calcule les ratios suivants :

$$r_{C_p}(TSR) = \frac{C_p^{aval}(TSR)}{C_p^{seul}(TSR)}, \text{ et } r_{C_T}(TSR) = \frac{C_T^{aval}(TSR)}{C_T^{seul}(TSR)} \quad (2)$$

Ces deux ratios permettent ainsi d'évaluer le pourcentage de puissance récupéré par l'hydrolienne aval. Le détail complet peut être obtenu dans (MYCEK *et al.*, 2013). La

figure 6 présente les valeurs ainsi obtenues ; on remarque que le ratio de C_P augmente avec la distance inter-hydrolienne et atteint 80% de la puissance récupérable par une seule machine pour $a/D=10$, ce qui représente tout de même une perte de performance de 20% malgré une distance élevée entre les machines. Ces résultats mettent en évidence la nécessité de trouver un compromis entre les performances individuelles des hydroliennes et la distance qui les séparent afin de créer des fermes d'hydroliennes optimisées en termes d'espace occupé et de performance globale du parc.

Même si la figure 6 ne montre que des résultats numériques obtenus pour une discrétisations relativement grossière, on observe tout de même une relativement bonne adéquation entre les résultats numériques et expérimentaux lorsque l'écartement entre les deux machines est supérieur à 6 diamètres, ce qui est prometteur pour de futures simulations portant sur des configurations plus complexes.

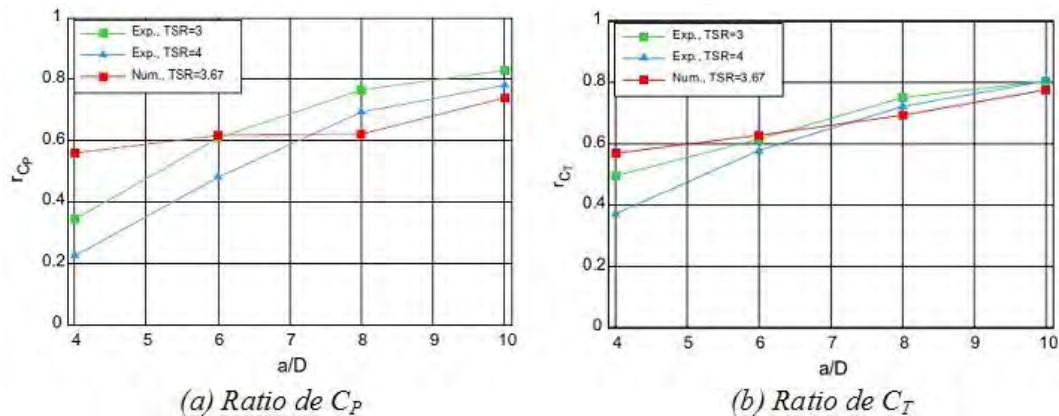


Figure 6. Comparaison des résultats expérimentaux et numérique en terme de ratio de C_P et C_T $TSR=TSR^{amont}=TSR^{aval}$ donné.

4.2 Effets de sillage

La figure 7 montre que le sillage généré par l'hydrolienne aval a un comportement très différent de celui généré par une hydrolienne seule. En effet, le déficit de vitesse généré par l'hydrolienne aval se résorbe plus rapidement que dans le cas d'une hydrolienne seule. De plus, les cartes de taux de turbulence nous montrent un comportement radicalement différent entre les deux configurations. Mais la valeur de 3,67 donnée ici comme TSR^{aval} n'est qu'une valeur "théorique" calculée pour un écoulement amont ayant pour vitesse $U_\infty=0,8 \text{ m s}^{-1}$. Néanmoins la vitesse perçue par l'hydrolienne aval n'est pas celle de l'écoulement amont mais bien celle issue du sillage de l'hydrolienne amont, soit $0,5 \text{ m s}^{-1}$ une fois intégrée sur la largeur de l'hydrolienne, ce qui nous donne un $TSR^{aval,réel}$ de 5,8. Cette valeur de 5,8 se trouve dans la partie décroissante de la courbe de C_P , figure 2, et non au sommet de celle-ci. De plus, le C_P obtenu pour un TSR de 5,8 est proche de celui pour un TSR de 2,5, ceci peut expliquer la similitude entre le sillage obtenu à TSR 2,5 et celui de notre hydrolienne aval, même si ici les pales ont une

vitesse de rotation plus élevée dans un écoulement plus lent d'où un écoulement autour des pales un peu différent.

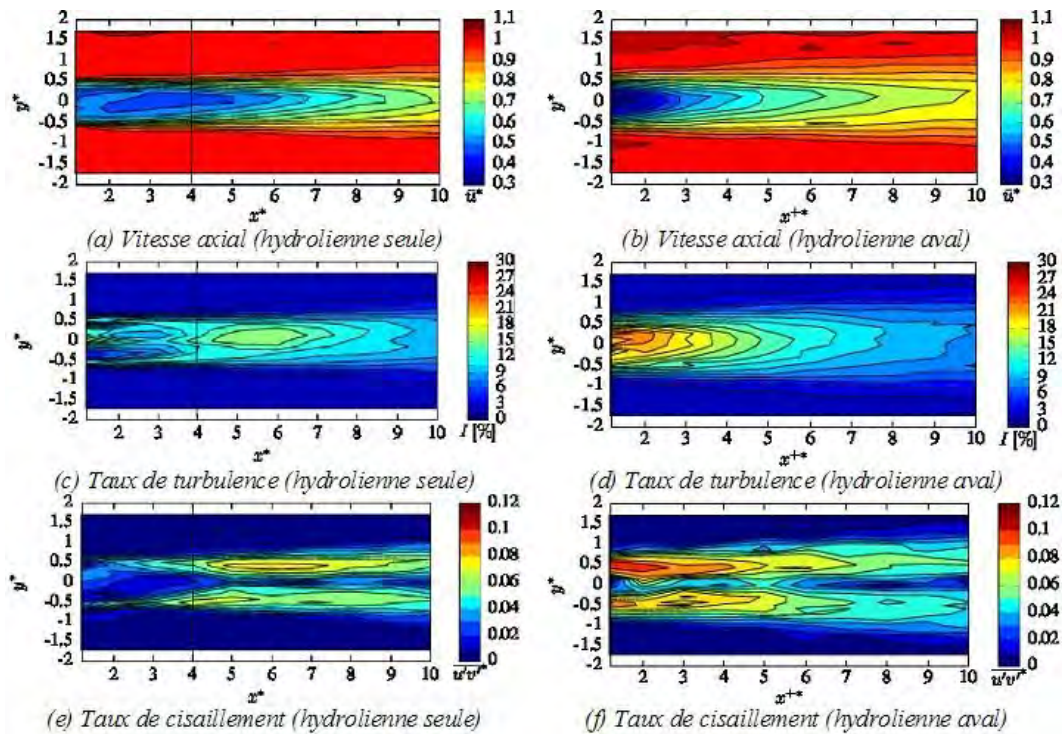


Figure 7. Cartes de sillage derrière une hydrolienne seule (à gauche) et l'hydrolienne aval dans une configuration à deux hydroliennes avec $a=4D$ (à droite) à $U_\infty=0,8 \text{ m s}^{-1}$, $I_\infty=3\%$ et $TSR^{seul}=TSR^{amont}=TSR^{aval}=3,67$.

5. Conclusions et perspectives

La comparaison des sillages obtenus à deux régimes de TSR a montré que le sillage d'une hydrolienne était très différent suivant son régime de fonctionnement (et donc de la quantité d'énergie récupérée) et ce tout particulièrement au niveau du taux de turbulence présent dans le sillage de l'hydrolienne.

L'étude d'une configuration à deux hydroliennes alignées avec le courant a été présentée. Elle a montré qu'en termes de performance la seconde machine récupère beaucoup moins d'énergie que l'hydrolienne amont. En effet, même avec un espacement de $10D$ entre les machines la seconde hydrolienne ne récupère que 80% de l'énergie qu'elle aurait récupérée si elle avait été seule pour un taux de turbulence ambiante de 3%. De plus, le sillage généré par l'hydrolienne aval est très différent de celui obtenu pour une machine seule et se rapproche davantage de celui obtenu à $TSR=2,5$ que de celui à $TSR=3,67$. Les prochains travaux porteront sur une configuration à trois machines disposées sur deux rangées, une rangée amont composée de deux hydroliennes puis une rangée aval comportant une hydrolienne positionnée entre les deux premières machines.

Les prochains développements numériques vont se concentrer sur les points suivants : la prise en compte du taux de turbulence ambiante I_∞ , qui a une influence non négligeable sur le sillage généré par l'hydrolienne (MYCEK *et al.*, 2014) et l'introduction d'un modèle de corps épais, pour modéliser la structure des hydroliennes ce qui permettra la prise en compte des décollements sur les pales des machines. L'objectif final étant de pouvoir simuler une ferme complète d'hydroliennes dans des conditions de fonctionnement réelles, c'est-à-dire avec une vitesse incidente variable, de la houle, et un taux de turbulence quelconque.

6. Remerciements

Les auteurs remercient la Région Haute-Normandie et l'Institut Carnot Ifremer Edrome pour le soutien financier accordé au financement de la thèse de C. Carlier. Nous remercions également le CRIHAN et l'Ifremer pour la mise à disposition des moyens de calculs (CRIHAN et CAPARMOR). Nous tenons également à remercier T. Bacchetti et J.V. Facq pour leur aide dans le projet.

7. Références bibliographiques

- BATIFOULIER F., KERVELLA Y., LABORBE R., CUNY J., CAILLAUD M., LAZURE P., CAYOCCA F. (2012). *Impact hydrodynamique de la mise en place d'un parc d'hydroliennes en Baie du Mont S^t-Michel*. Journées Nationales Génie Côtier - Génie Civil, Cherbourg, pp 809-818. <http://dx.doi.org/10.5150/jngcgc.2012.088-B>
- BLACKMORE T., BATTEN W. M.J., MULLER G.U., BAHAJ A.S. (2014). *Influence of turbulence on the drag of solid discs and turbines simulators in a water current*. Experiments in Fluids, Vol. 55(1), 1637. <http://dx.doi.org/10.1007/s00348-013-1637-9>
- CHATELAIN P., BACKAERT S., WINCKELMANS G., KERN S. (2013). *Large eddy simulation of wind turbine wakes*. Flow, Turbulence and Combustion, Vol. 91(3). pp 587-605. <http://dx.doi.org/10.1007/s10494-013-9474-8>
- MYCEK P., GAURIER B., GERMAIN G., PINON G., RIVOALEN E. (2013). *Numerical and experimental study of the interaction between two marine current turbines*. International Journal of Marine Energy, Vol. 1, pp 70-83. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijome.2013.05.007>
- MYCEK P., GAURIER B., GERMAIN G., PINON G., RIVOALEN E. (2014). *Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. Part I: One single turbine*. Renewable Energy, Vol. 66, pp 729-746. and *Part II: Two interacting turbines*. Renewable Energy, Accepté pour publication. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2013.12.036>
- PINON G., MYCEK P., GERMAIN G., RIVOALEN E. (2012). *Numerical simulation of the wake of marine current turbines with a particule method*. Renewable Energy, Vol. 46, pp 111-126. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2012.03.037>