



**CARACTÉRISATION EXPÉRIMENTALE ET NUMÉRIQUE
D'HYDROLIENNES : ÉTUDES DE DEUX HYDROLIENNES
EN INTERACTION**

***EXPERIMENTAL AND NUMERICAL
CHARACTERISATION OF MARINE CURRENT TURBINE
: STUDY OF TWO INTERACTING TURBINE***

**C. CARLIER^{1,2}, G. PINON^{1,*}, P. MYCEK³,
B. GAURIER², G. GERMAIN², É. RIVOALEN^{1,4}**

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,
150 quai Gambetta, BP 699, 62321 Boulogne-sur-Mer, France.

clement.carlier, benoit.gaurier, gregory.germain@ifremer.fr

3 - Duke University,
Durham, NC 27708, États-Unis.

paul.mycek@duke.edu

4 - INSA de Rouen, EA 3828 - LOFIMS
Avenue de l'université, BP 08, 76801 Saint-Étienne-du-Rouvray, France.

elie.rivoalen@insa-rouen.fr

Résumé

Le développement de fermes d'hydroliennes nécessite encore aujourd'hui de nombreuses études parmi lesquelles figure l'étude des effets d'interactions entre les machines. Dans le but de comprendre ces effets d'interactions, des essais expérimentaux ont été effectués dans le bassin à houle et à courant de l'IFREMER (Boulogne-sur-Mer). Ces essais portaient sur des maquettes d'hydroliennes tri-pales à axe horizontal, réglées en vitesse de rotation. Afin de compléter ces études expérimentales, un code numérique tridimensionnel est développé en parallèle au LOMC (Université du Havre) pour modéliser une ou plusieurs hydroliennes dans un écoulement.

On présente ici les résultats numériques et expérimentaux, obtenus dans le cadre de l'étude de l'interaction élémentaire entre deux turbines alignées avec le courant.

Summary

The development of marine current turbines arrays still needs nowadays many studies among which we can find the study of interactions between devices. In order to highlight these interactions effects, experiments were carried out in the IFREMER's (Boulogne-sur-Mer) flume tank. Those experiments used 3-bladed horizontal axis marine current turbines prototypes, regulated in rotation speed. To complete these experiments, a three-dimensional numerical tool is developed at the LOMC (Université du Havre) to simulate one or more turbines in a free upstream current.

We present hereafter the numerical and experimental results obtained in the scope of the study of elementary interaction between two turbines axially aligned with the upstream current.

I – Introduction

Depuis l'implantation de la première hydrolienne en mer en 2008 dans le Strangford Narrows (Irlande du Nord, [8]), plusieurs machines ont été installées et les premiers développements de parc sont aujourd'hui à l'étude. Ces études nécessitent notamment une caractérisation précise des effets d'interactions entre les différentes machines d'un parc afin de pouvoir optimiser au mieux la gestion de l'espace.

Le comportement d'une hydrolienne seule est désormais globalement bien connu grâce à différentes études expérimentales [1, 13] et numériques [1, 2, 15]. En revanche, avec le développement de parcs de grande envergure, la question des effets d'interactions entre les différentes turbines devient de plus en plus importante. Nous proposons ici de présenter les études numériques et expérimentales entreprises pour caractériser les interactions élémentaires entre deux hydroliennes alignées avec le courant.

Les gains en efficacité du code de calcul sont rendus nécessaires quand on s'intéresse au rendement de plusieurs machines. Ce travail numérique qui a nécessité des modifications du code de calcul, est présenté dans la section II. Nous détaillons ensuite le dispositif expérimental (cf. section III) utilisé ainsi que les résultats obtenus lors des différentes expérimentations et les comparaisons avec les premiers résultats numériques.

II – Problématique de plusieurs hydroliennes en interaction

Le modèle numérique développé pour simuler l'écoulement autour d'une ou plusieurs hydroliennes est basé sur la méthode Vortex et la méthode intégrale de frontière, méthode qui repose sur une description Lagrangienne de l'écoulement [15]. Cette méthode a été présentée à de nombreuses occasions dans le cadre des Journées de l'Hydrodynamique [4, 16], notamment Mycek *et al.* [10, 14] pour les hydroliennes. Pour atteindre l'objectif de simuler plusieurs machines en interaction avec des temps de simulation raisonnables, des modifications importantes ont été apportées au code de calcul utilisé jusqu'à présent. Il est désormais plus modulaire, plus efficace et plus rapide, en particulier dans la résolution de grands systèmes linéaires. Ce dernier point est traité dans la section II – 2 après avoir rappelé les fondements de la méthode permettant de simuler des hydroliennes dans leur environnement : les pales sont considérées comme des surfaces portantes et le sillage tourbillonnaire est représenté par un nuage de particules (cf. section II – 1) .

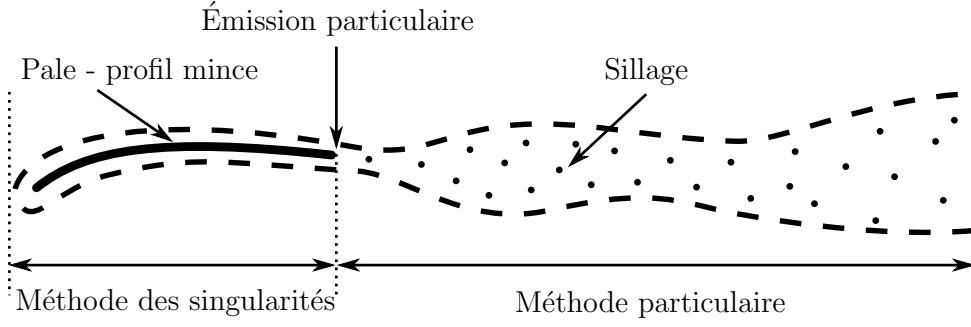


Figure 1 – Décomposition de la méthode Vortex.

II – 1 Méthode numérique

Les équations de Navier-Stokes, pour un écoulement incompressible et instationnaire, sont écrites en formulation vitesse/tourbillon (\vec{u} , $\vec{\omega}$) :

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

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

avec \vec{u} la vitesse du fluide, $\vec{\omega} = \nabla \wedge \vec{u}$ le vecteur tourbillon et ν la viscosité cinématique.

Une décomposition de Helmholtz du champ de vitesse (eq. (3))

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

permet de scinder la vitesse en :

- une partie potentielle \vec{u}^ϕ , dérivée du potentiel scalaire ϕ , pour représenter l'influence des pales des hydroliennes sur l'écoulement (cf. Fig. 1). Une méthode intégrale (méthode des singularités) est actuellement utilisée [3]. Cette composante de vitesse \vec{u}^ϕ est obtenue en résolvant

$$\Delta \phi = 0, \quad (4)$$

équation obtenue en introduisant l'équation (3) dans l'équation de continuité (eq. (1)).

- une partie rotationnelle \vec{u}^ψ , dérivée du potentiel vecteur $\vec{\psi}$, pour prendre en compte la présence d'un sillage tourbillonnaire dans l'écoulement (cf. Fig. 1). \vec{u}^ψ est solution de

$$\Delta \vec{\psi} = -\vec{\omega}, \quad (5)$$

obtenue en introduisant la décomposition de Helmholtz (eq. (3)) dans la définition de la vortacité $\vec{\omega} = \nabla \wedge \vec{u}$.

- La vitesse \vec{u}^∞ représente ici le courant de marée

Le lien entre la partie potentielle et rotationnelle de l'écoulement est assuré par l'émission de particules au bord de fuite grâce à une condition de Kutta-Joukowski. Cette émission particulaire a par ailleurs été récemment modifiée, elle permet désormais une représentation plus précise du sillage proche des machines (≤ 4 diamètres) grâce à une meilleure prise en compte du pied des pales des hydroliennes. Les particules ainsi émises sont ensuite advectées dans l'écoulement [10, 15], comme le montre la Figure 1.

En résolvant l'équation (5) précédente grâce à la relation de Biot et Savart, on obtient la composante de \vec{u}^ψ [14]. En guise d'accélération des calculs d'interaction entre particules, un algorithme de type *Treecode* inspiré des travaux de Lindsay et Krasny [7] a été

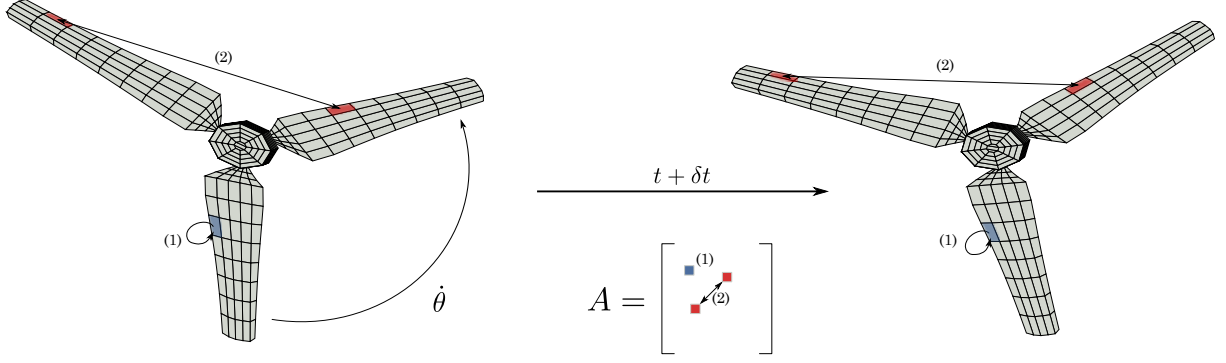


Figure 2 – Construction de la matrice d'influence dans le cas d'une seule machine.

développé notamment avec la possibilité d'utilisation d'un noyau d'ordre plus élevé (*High Order Algebraic*) [9].

Une répartition de doublets surfaciques μ sur les pales des hydroliennes est nécessaire afin d'obtenir la composante \vec{u}^ϕ . Pour ce faire on discrétise les turbines en N_p éléments surfaciques (appelés ici facettes), avec P son centre, $\vec{n}(P)$ sa normale, ds_p sa surface et μ_p son doublet normal supposé constant sur la facette. En tout point M de l'espace, on peut ainsi écrire la composante $\vec{u}^\phi(M)$ comme la somme des contributions des différentes facettes représentant les hydroliennes :

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

La répartition de doublet μ_p est obtenue à chaque pas de temps en imposant une vitesse normale nulle dans le repère mobile de la pale au centre de chaque facette :

$$\vec{u}(P) \cdot \vec{n}(P) = 0 \quad \forall P. \quad (7)$$

Cette condition de glissement (eq. (7)) impose, en toute rigueur, la résolution du système linéaire (8) de taille N_p à chaque pas de temps :

$$A\mu = b, \quad (8)$$

où la matrice A est appelée matrice d'influence et ses éléments A_{ij} s'exprime :

$$A_{ij} = \left(\frac{1}{4\pi} \nabla_M \left(\frac{\overrightarrow{P_i P_j} \cdot \vec{n}(P_j)}{|\overrightarrow{P_i P_j}|^3} \right) ds_j \right) \cdot \vec{n}(P_i) \quad \forall i, j \in \llbracket 1, N_p \rrbracket. \quad (9)$$

Les éléments b_i du second membre sont simplement la traduction de la condition de glissement (eq. (7))

$$b_i = - \left(\vec{u}^\infty(P_i) + \vec{u}^\psi(P_i) - \vec{u}^{P_i} \right) \cdot \vec{n}(P_i) \quad \forall i \in \llbracket 1, N_p \rrbracket, \quad (10)$$

où \vec{u}^{P_i} est la vitesse de déplacement du centre de la facette i qui représente la vitesse d'entraînement de la pale au point P_i .

II – 2 Matrice d'influence dans le cas de plusieurs machines en interaction

Le système linéaire (8) doit donc être résolu à chaque pas de temps, cela implique l'inversion de la matrice A à chaque pas de temps. Pour le cas d'une seule machine, les hydroliennes étant considérées comme des corps solides indéformables, les positions relatives

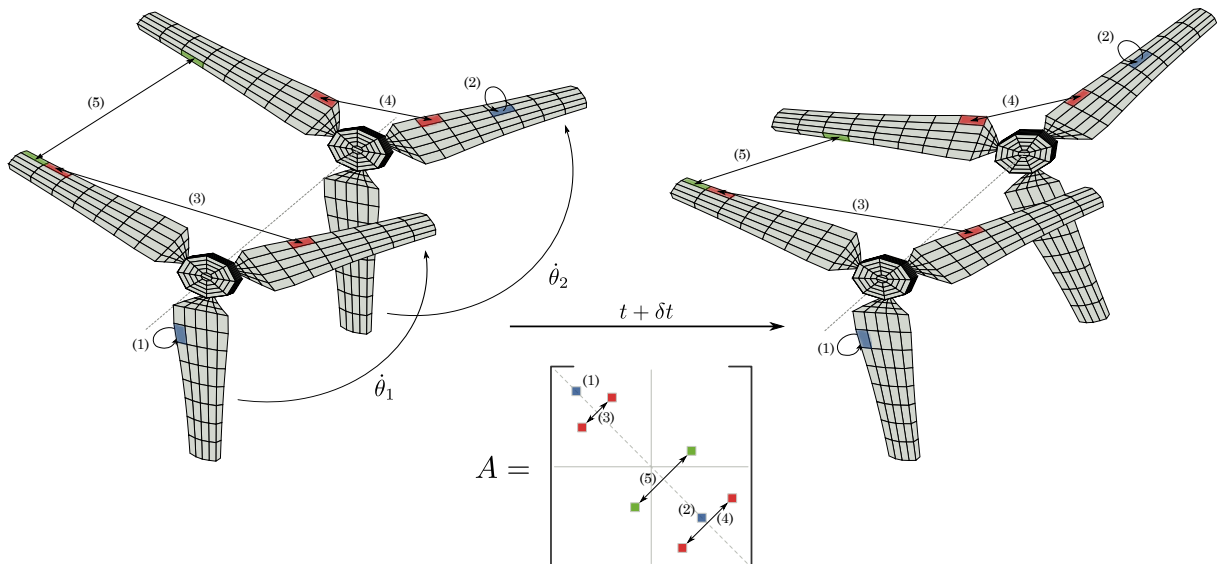


Figure 3 – Construction de la matrice d’influence dans le cas de deux machines en interaction.

de deux facettes d’une même machine sont constantes au cours du temps comme le montre la Figure 2. La relation (9) définissant les éléments de A étant purement géométrique, la matrice d’influence A est identique à chaque pas de temps. Il suffit donc de l’inverser une fois en début de simulation et d’utiliser directement son inverse A^{-1} à chaque pas de temps pour résoudre le système linéaire (8).

En revanche, si l’on veut étudier plusieurs machines en interaction, la matrice A n’étant plus constante (cf. Fig. 3), une résolution complète à chaque pas de temps devient donc nécessaire. De plus, si N_p est le nombre de facettes d’une hydrolienne, la matrice étant composée de n hydroliennes, c’est une matrice de taille $(n \cdot N_p \times n \cdot N_p)$ qui doit être inversée à chaque pas de temps si on choisit une méthode directe de type pivot de Gauss. Le choix d’une méthode itérative pour résoudre le système (8) s’impose car la méthode directe devient ici trop coûteuse. Elle doit être choisie en fonction des propriétés de la matrice A . La méthode Bi-CGSTAB [17] a été privilégiée dans ces travaux sachant que A n’est pas symétrique, n’est pas définie positive et n’est pas à diagonale dominante. En effet, c’est une des seules méthodes qui assure la convergence avec ce type de matrices comme le montre le Tableau 1 qui récapitule les méthodes testées pour la résolution du système linéaire (8).

On sait qu’un pré-conditionnement adapté permet d’économiser un nombre important d’itération avant convergence pour les méthodes itératives, une étude a été menée dans ce but. Les positions relatives de deux facettes d’une même machine sont toujours constantes au cours du temps (cf. relations (3) et (4) de la Figure 3) mais ce n’est plus le cas pour des positions relatives de deux facettes appartenant à deux machines différentes (cf. relation (5) de la Figure 3). La matrice d’influence ainsi construite a donc n blocs diagonaux constants représentant chacun les interactions entre facettes d’une même machine. Les blocs extra-diagonaux représentent quand à eux les interactions entre machines, ils sont donc variables dans le temps. Utilisant cette propriété, le préconditionneur utilisé est celui de Jacobi par blocs. Ainsi la matrice de préconditionnement est composée des n blocs diagonaux de la matrice d’influence A . De ce fait, une résolution précise du système linéaire (jusqu’à la précision machine) est obtenue à chaque pas de temps, permettant ainsi de réaliser des simulations comportant plusieurs turbines dans des temps

dh	Sans pré-conditionnement			Pré-conditionnement de Jacobi		Pré-conditionnement de Jacobi par blocs	
	Jacobi	CG	Bi-CGSTAB	CG	Bi-CGSTAB	CG	Bi-CGSTAB
0.158	(10^{-2})	(10^{-2})	194	(10^0)	94	5	3
0.113	(10^{-2})	(10^{-2})	193	(10^{-2})	123	5	3
0.072	(10^{-1})	(10^1)	269	(10^1)	150	5	3
0.053	(10^{-1})	(10^1)	301	(10^0)	164	5	3
0.034	(10^{-1})	(10^0)	288	(10^9)	143	5	3

TABLE 1 – Comparaison de la convergence de différentes méthodes itératives dans le cas d’une configuration à 4 hydroliennes et différentes taille de facette dh . Les valeurs entières représentent le nombre d’itérations i nécessaire pour que le résidu $|Ax_i - b|/|b|$ atteigne la précision machine ($\approx 2.2 \cdot 10^{-16}$). Si la méthode n’atteint pas cette précision avant 500 itérations on donne l’ordre de grandeur du dernier résidu entre parenthèse.

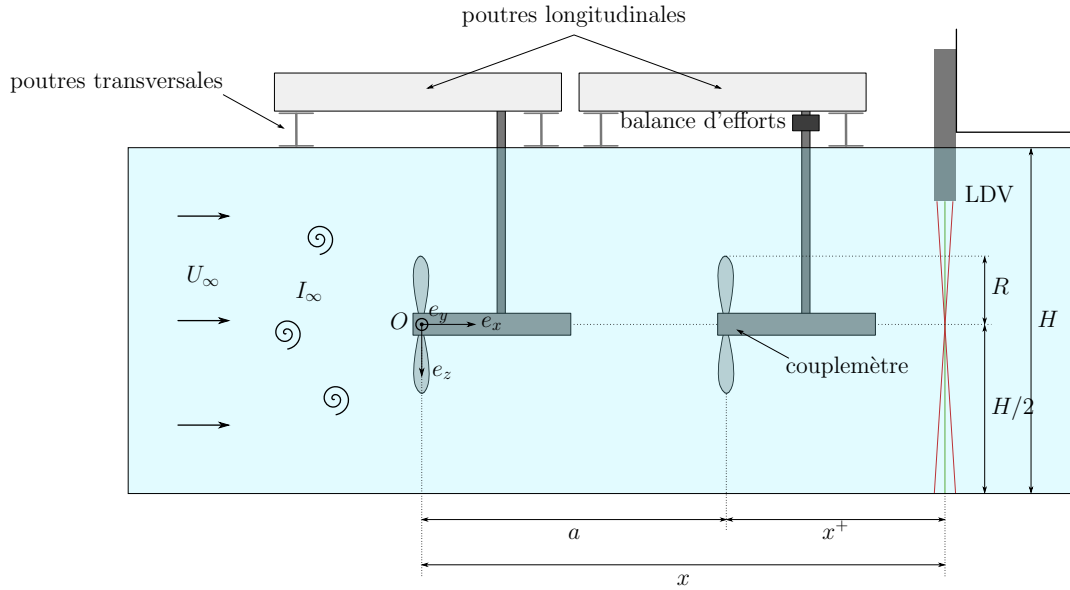


Figure 4 – Schéma du dispositif expérimental.

de calculs raisonnables. En effet, l’étude de convergence de la méthode du Bi-CGSTAB pour différents pré-conditionnements (cf. Tableau 1) montre que l’utilisation du pré-conditionneur de Jacobi par blocs réduit à seulement 3 le nombre d’itérations nécessaire à la convergence de la méthode alors que, le pré-conditionneur de Jacobi ne le réduit que de moitié.

III – Étude expérimentale et comparaisons

III – 1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental utilisé pour étudier le comportement de deux machines en interaction dans le bassin à houle et à courant de l’IFREMER de Boulogne-sur-Mer est présenté dans la Figure 4. Les principaux paramètres d’essais sont :

- La vitesse moyenne de l’écoulement amont notée $U_\infty = |u^\infty|$.
- Le taux de turbulence ambiante I_∞ :

$$I_\infty = 100 \sqrt{\frac{\frac{1}{3} [\sigma^2(u_\infty) + \sigma^2(v_\infty) + \sigma^2(w_\infty)]}{\bar{u}_\infty^2 + \bar{v}_\infty^2 + \bar{w}_\infty^2}} = 3\% \text{ ou } 15\%. \quad (11)$$

- Le Tip Speed Ratio (TSR) :

$$\text{TSR} = \frac{\Omega R}{U_\infty}, \quad (12)$$

avec $R = D/2$ le rayon de l'hydrolienne et Ω sa vitesse de rotation.

Les maquettes d'hydroliennes utilisées pour ces travaux font 70 cm de diamètre et sont réglées en vitesse de rotation. La mesure de couple est directe grâce à un couplemètre rotatif. Les performances des machines peuvent ainsi être déterminées de manière classique par le calcul des coefficients de puissance C_P et de trainée C_T définis par :

$$C_P = \frac{\mathcal{M}_x \Omega_x}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^3}, \quad (13)$$

$$C_T = \frac{\mathcal{F}_x}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 U_\infty^2}. \quad (14)$$

Avec \mathcal{M}_x le moment en x (orienté dans le sens de l'écoulement amont), ρ la densité du fluide et \mathcal{F}_x l'effort axial sur toute l'hydrolienne. Pour l'étude des effets d'interaction entre machines identiques, nous faisons également varier le paramètre a représentant la distance inter-hydroliennes (Figure 4). Les mesures de sillage, quand à elles, sont réalisées à l'aide d'un système de vélocimétrie laser Doppler à 2 composantes.

Dans cette étude on souhaite caractériser les interactions élémentaires entre deux machines sans tenir compte de la turbulence ambiante. C'est pourquoi, dans cette étude les résultats expérimentaux présentés utilisent un taux de turbulence ambiante I_∞ le plus faible possible, ici on prendra $I_\infty = 3\%$.

III – 2 Résultats expérimentaux

Le sillage généré par la machine située en aval est très différent de celui généré par une hydrolienne seule (Figure 5). Ainsi, on remarque que le déficit de vitesse engendré par l'hydrolienne en aval est plus prononcé dans le sillage très proche, $x^+ \leq 2D$, que celui causé par une seule turbine. En revanche, bien que plus prononcé dans le sillage très proche, le déficit de vitesse se dissipe plus rapidement pour l'hydrolienne aval que pour une machine seule. Ce phénomène est dû à la présence d'un taux de turbulence I_∞ plus élevé dans le sillage de la première machine que dans l'écoulement amont, en effet, des études récentes ont montré qu'un taux de turbulence ambiante I_∞ élevé favorisait une dissipation plus rapide du sillage des hydroliennes [12, 13].

La Figure 6 représente les performances en terme de coefficients de puissance C_P et de trainée C_T d'une machine seule (courbes noirs) et de la turbine aval pour différentes distances inter-machines a . La Figure 6 montre que les performances de l'hydrolienne aval sont bien plus faibles que celles d'une hydrolienne seule et ceux même pour des distances inter-machines élevées. En effet, si l'on prend l'exemple d'une distance inter-machine a de 12 diamètres (ici en rouge), le C_P maximum atteint par l'hydrolienne aval est environ deux fois plus faible que celui atteint par une machine seule. Cette diminution significative des performances de la seconde hydrolienne s'explique par la présence du sillage de la première machine, ainsi la vitesse d'écoulement perçue par la turbine aval est bien plus faible que celle de l'écoulement amont, d'où la perte de performance.

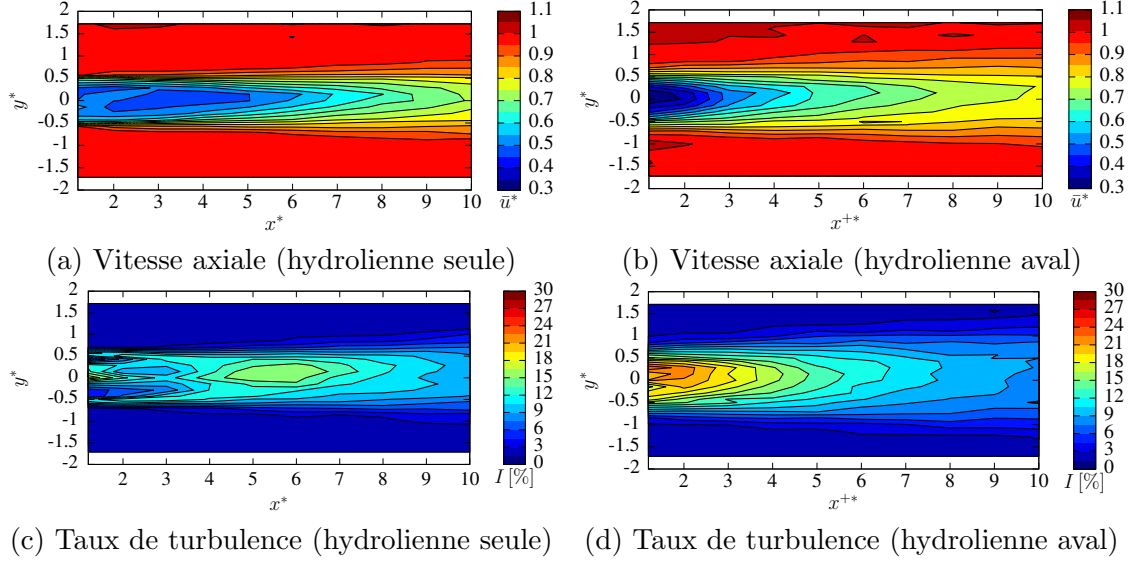


Figure 5 – Carte de sillage derrière une hydrolienne seule (à gauche) et l’hydrolienne aval dans une configuration à deux hydroliennes avec une distance inter-machine de 4 diamètres (à droite) à $U_\infty = 0.8m.s^{-1}$, $I_\infty = 3\%$ et $TSR^{single} = TSR^{up} = TSR^{down} = 3.67$

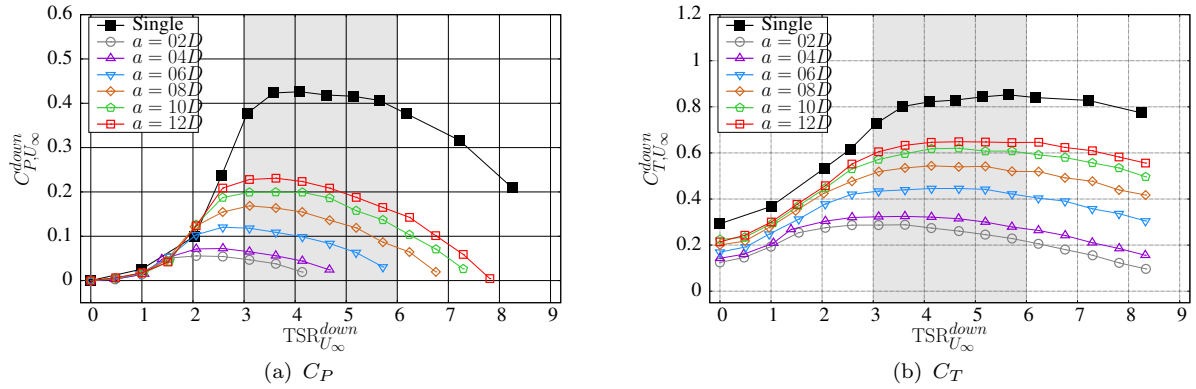


Figure 6 – Courbes de coefficient de puissance C_P (à gauche) et de coefficient de traîné C_T de l’hydrolienne aval pour différents espaces inter-machine a avec $I_\infty = 3\%$ et $TSR_{U_\infty}^{up} = 4$.

III – 3 Comparaisons Numérique/Expérience

Dans le cadre de l’étude numérique des interactions élémentaires entre deux hydroliennes alignées avec le courant, on se propose ici de valider la capacité de l’outil numérique à reproduire les effets d’interactions sur les performances de la machine avale. Pour ce faire on définit les ratios suivants :

$$r_{C_P}(\text{TSR}) = \frac{C_P^{down}(\text{TSR})}{C_P^{up}(\text{TSR})} \quad \text{et} \quad r_{C_T}(\text{TSR}) = \frac{C_T^{down}(\text{TSR})}{C_T^{up}(\text{TSR})}. \quad (15)$$

Ces deux ratios permettent d’évaluer le pourcentage de puissance récupéré par la turbine aval. La Figure 7 présente les valeurs numériques et expérimentales ainsi obtenues. On remarque premièrement que ces résultats rejoignent ceux de la Figure 6. En effet, ces deux ratios augmentent avec la distance inter-hydrolienne, mais restent bien inférieurs à 1, et ceux même pour une grande distance inter-hydrolienne. Par exemple, le ratio de C_P augmente avec la distance inter-hydrolienne et atteint 80% pour une distance $a/D = 10$, on a donc une perte de performance de 20% et ce malgré une distance importante entre

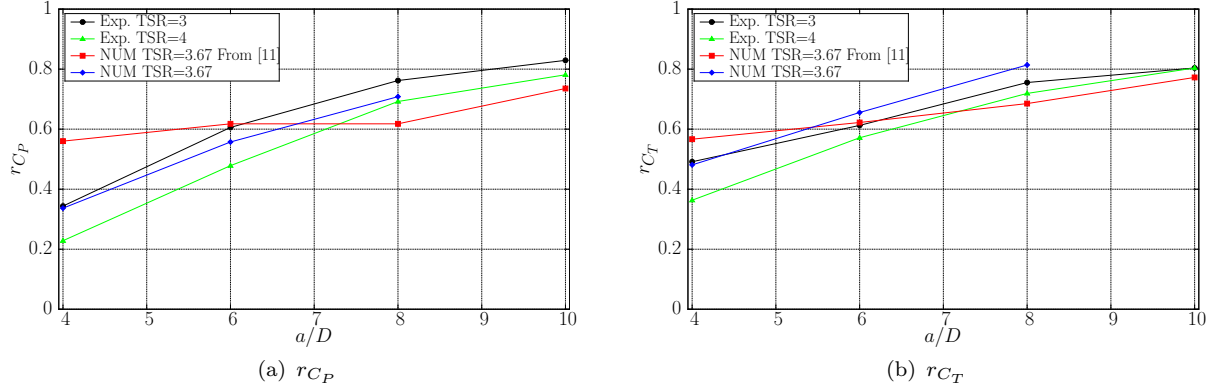


Figure 7 – Comparaison des résultats expérimentaux et numérique en terme de ration de C_P et C_T pour un $\text{TSR} = \text{TSR}^{up} = \text{TSR}^{down}$ donné

les machines.

Deuxièmement, la Figure 7 montre également une relativement bonne adéquation entre les résultats numériques et expérimentaux. En effet, la Figure 7 présente les nouveaux ratios (en bleu) de C_P et de C_T obtenus suite aux derniers développements numériques effectués sur le schéma d'émission particulaire. Ainsi si l'on compare ces nouveaux ratios (en bleu) avec ceux précédemment présentés par Mycek *et al.* [11] (en rouge) on remarque que les nouvelles valeurs de r_{C_P} sont bien plus proches des valeurs expérimentales que précédemment [11], et ceux notamment quand les deux turbines sont très proches. On peut ainsi valider la capacité du code à reproduire les effets d'interactions sur les performances de la machine aval.

IV – Conclusions et perspectives

L'étude d'une configuration à deux hydroliennes alignées avec le courant a été présentée. Nous avons montré que les performances de la machine aval étaient fortement réduites par rapport à celle d'une hydrolienne amont à cause de la présence du sillage de cette dernière. Ainsi malgré une distance inter-machines de l'ordre 10 diamètres les performances de la seconde turbine sont encore réduites de 20% par rapport à celle d'une machine seule.

La méthode numérique et son application à l'étude de plusieurs hydroliennes ont également été présentées. L'outil numérique a été testé pour des interactions élémentaires entre machines et a montré une bonne capacité à reproduire les effets de ces interactions sur les performances de chaque machine.

L'outil numérique étant désormais adapté aux simulations sur plusieurs machines, les prochains travaux numériques consisteront à tester cet outil numérique sur des configurations plus complexes. Ainsi on pourra étudier par exemple les configurations à trois machines présentées dans Kervella *et al.* [6], comme le montre les résultats préliminaires présentés dans la Figure 8.

De plus, des essais récents au bassin de l'IFREMER ont montré que le taux de turbulence ambiante I_∞ avait une influence très importante sur le sillage généré par une hydrolienne [12]. Les performances de l'hydrolienne aval dans la configuration présentée ici sont donc également très fortement influencées par le taux de turbulence ambiante I_∞ [13]. C'est pourquoi, les prochains développements numériques vont se concentrer sur la mise en place d'un modèle de turbulence ambiante analogue à celui développé par Jarrin *et al.* [5].

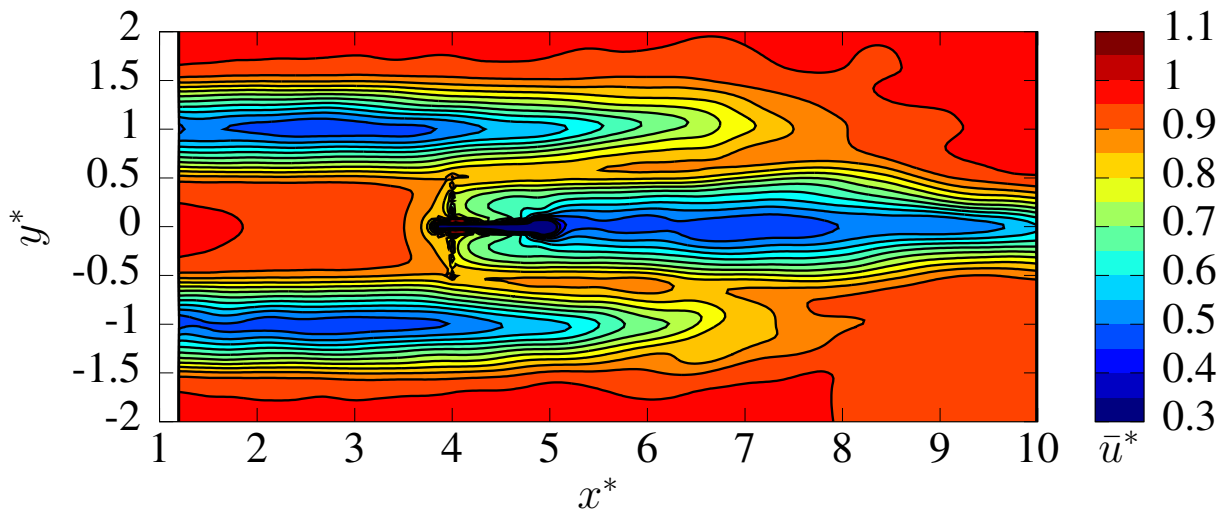


Figure 8 – Résultat numérique préliminaire en terme de sillage sur une configuration à trois hydroliennes.

V – 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.

Références

- [1] A. Bahaj, W. Batten, and G. McCann. Experimental verifications of numerical predictions for the hydrodynamic performance of horizontal axis marine current turbines. *Renewable Energy*, 32(15) :2479–2490, 2007.
- [2] J. Baltazar and J. A. C. Falcão de Campos. Hydrodynamic analysis of a horizontal axis marine current turbine with a boundary element method. In *Proceedings of the ASME 27th Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE)*, pages 883–893. ASME, June 2008. Estoril, Portugal.
- [3] J. Bousquet. *Méthode des singularités*. Cépaduès - Editions, 1990.
- [4] F. Hauville and Y. Roux. Réglage dynamique d’une voile par une méthode d’interaction fluide/structure. In *9èmes Journées de l’Hydrodynamique*, 2003.
- [5] N. Jarrin, S. Benhamadouche, D. Laurence, and R. Prosser. A synthetic-eddy-method for generating inflow conditions for large-eddy simulations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 :585–593, 2006.
- [6] Y. Kervella, G. Germain, B. Gaurier, J.-V. Facq, and T. Bacchetti. Mise en évidence de l’importance de la turbulence aambient sur les effets d’interaction entre hydroliennes. In *XIIIèmes Journées Nationales Génie Côtier – Génie Civil*, 2014.
- [7] K. Lindsay and R. Krasny. A particle method and adaptive treecode for vortex sheet motion in three-dimensional flow. *J. Comput. Phys.*, 172 :879–907, 2001.
- [8] J. MacEnri, M. Reed, and T. Thiringer. Influence of tidal parameters on seagen flicker performance. *Philosophical Transactions of the Royal Society A : Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 371(1985) :pp, February 2013.

- [9] Y. M. Marzouk and A. F. Ghoniem. *K*-means clustering for optimal partitioning and dynamic load balancing of parallel hierarchical *N*-body simulations. *Journal of Computational Physics*, 207 :493–528, 2005.
- [10] P. Mycek. *Étude numérique et expérimentale du comportement d’hydroliennes*. PhD thesis, Université du Havre, 2013.
- [11] P. Mycek, B. Gaurier, G. Germain, G. Pinon, and E. Rivoalen. Numerical and experimental study of the interaction between two marine current turbines. *International Journal of Marine Energy*, 1(0) :70 – 83, 2013.
- [12] P. Mycek, B. Gaurier, G. Germain, G. Pinon, and E. Rivoalen. Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. part I : One single turbine. *Renewable Energy*, 66(0) :729 – 746, 2014.
- [13] P. Mycek, B. Gaurier, G. Germain, G. Pinon, and E. Rivoalen. Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. part II : Two interacting turbines. *Renewable Energy*, 68(0) :876 – 892, 2014.
- [14] P. Mycek, G. Pinon, B. Gaurier, G. Germain, and Élie Rivoalen. Développements numériques pour la modélisation du comportement et du sillage d’hydroliennes. In *13èmes journées de l’Hydrodynamique*, nov. 2012. Chatou, France.
- [15] G. Pinon, P. Mycek, G. Germain, and E. Rivoalen. Numerical simulation of the wake of marine current turbines with a particle method. *Renewable Energy*, 46(0) :111 – 126, 2012.
- [16] Y. Roux, S. Huberson, F. Hauville, J.-P. Boin, M. Guilbaud, and M.Ba. Vers une méthode de prédiction des performances des voiliers complètement numérique. In *9èmes Journées de l’Hydrodynamique*, 2003.
- [17] H. A. van der Vorst. Bi-CGSTAB : a fast and smoothly converging variant of Bi-CG for the solution of nonsymmetric linear systems. *SIAM J. Sci. Statist. Comput.*, 13(2) :631–644, 1992.