



15^{ÈMES} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22 - 24 novembre 2016 - Brest

SUR LA REPRESENTATION DES TURBINES A AXE VERTICAL DANS LE RAZ BLANCHARD

On the representation of vertical axis turbines in the Raz Blanchard

V.T. Nguyen ^(1,2), S. S. Guillou ^{(1)*}, J. Thiébot ⁽¹⁾, A. Santa Cruz ⁽¹⁾

⁽¹⁾ Université de Caen Normandie, LUSAC, France, ⁽²⁾ Hanoi University of Mining and Geology, Vietnam

* Corresponding author: sylvain.guillou@unicaen.fr

Résumé

Les hydroliennes à axe vertical ont suscité moins d'intérêt que les turbines à axe horizontal car elles produisent généralement moins d'énergie. Toutefois, ces turbines ont le grand avantage de pouvoir extraire la puissance indépendamment de la direction de l'écoulement. Ceci pourrait trouver un intérêt dans certaines zones de sites hydroliens ne présentant pas une direction privilégiée d'écoulement. Il est donc nécessaire d'élaborer une méthodologie spécifique dédiée à cette technologie. Dans cette contribution, nous présentons une méthode pour simuler les interactions d'écoulement dans un parc de plusieurs turbines à axe vertical. L'écoulement bidimensionnel est simulé avec Fluent et l'extraction de la puissance de la turbine est simulée en utilisant le concept de l'Actuator Cylindre qui consiste à appliquer les forces qui agissent sur la turbine (portance et traînée) sur la surface balayée par les pales. Tout d'abord, le modèle est validé en comparant les forces calculées par le modèle aux forces mesurées expérimentalement. Ensuite, nous comparons les profils de vitesse dans le sillage à des mesures expérimentales. Enfin, nous montrons l'applicabilité de la méthodologie en simulant les interactions de sillage dans une ferme de dix hydroliennes avec des conditions hydrodynamiques représentatives du Raz Blanchard.

Summary

Vertical-axis tidal turbines have drawn less attention than horizontal-axis turbines because they generally produce less energy. However, vertical-axis turbines have the great advantage of being able to extract power independently from the direction of the flow which could be interesting at many tidal power sites. There is therefore a need to develop specific methodology dedicated to this technology. In this contribution, we present a methodology to simulate the flow interactions between several turbines placed in array. The two-dimensional steady flow is simulated with Fluent and the power extraction of the turbine is simulated using the Actuator Cylinder concept which consists in applying the forces acting on the turbine (drag and lift) on the surface swept by the blades. The model is first validated by comparing the forces calculated by the model to the forces measured experimentally. Then, we compare the modelled velocity in the wake to experimental measurements. Finally, we show the applicability of the methodology by simulating the flow interactions between 10 turbines placed in arrays. This application is performed with hydrodynamic conditions representative of the Alderney Race (Raz Blanchard in French).

Nomenclature

Symboles latins

a	Distance entre deux turbines d'une même rangée de turbines (m)
b	Distance entre deux rangées de turbines (m)
C	Corde de la pale (m)
C_D	Coefficient de traînée
C_L	Coefficient de portance
D	Diamètre de la turbine (m)
e_c	Épaisseur de l'Actuator Cylinder (m)
F_D	Force de traînée (N)
F_L	Force de portance (N)
F_N	Force normale (N)
F_T	Force tangentielle (N)
N_p	Nombre de pales
R	Rayon de la turbine (m)
S	Section de la turbine (m)
U_∞	Vitesse amont (m/s)
W	Vitesse d'attaque (m/s)
$V_{local-t}$	Vitesse tangentielle locale du fluide (m/s)

$V_{local-n}$	Vitesse normale locale du fluide (m/s)
R_{ij}	Composantes du tenseur de Reynolds
k	Energie cinétique turbulente

Symboles Grecques

ω	Vitesse de rotation (rad/s)
$\lambda = \omega R / U_\infty$	Paramètre d'avance
$\sigma = N_p C / R$	Solidité
α	Angle d'attaque ($^\circ$)
β	Angle d'incidence par rapport à la direction principale d'écoulement
β_{cg}	Angle d'incidence géométrique critique ($^\circ$)
Δl	Élément de longueur de pale (m)
ε	Dissipation de l'énergie cinétique turbulente (m^2/s^3)
θ	Angle azimutal ($^\circ$)
μ	Viscosité dynamique (kg/ms)
μ_t	Viscosité dynamique turbulente (kg/ms)

1. Introduction

Les turbines à axe horizontal sont les premières installées en mer car elles possèdent des coefficients de puissance élevés. Ces turbines sont bien adaptées pour les écoulements bidirectionnels. Cependant, les milieux marins ouverts sont également le lieu de courants multidirectionnels. Ainsi, dans certaines parties du Raz Blanchard, on observe des déviations de l'ordre de 30° par rapport à la direction principale des courants (Nguyen et al., 2014) [1]. Les machines à axe vertical n'étant pas perturbées par l'orientation du courant, elles semblent plus appropriées dans ces conditions.

L'étude d'un parc de machines à axe vertical de type Darrieus nécessite la mise en œuvre d'une méthode économe en temps de calcul. Pour les machines à axe horizontale, les écoulements dans les parcs hydroliens sont souvent effectués avec des Actuator Disks [1,2] couplés avec la CFD (Computational Fluid Dynamics). Pour les machines à axe vertical, des modèles simplifiés de représentation des efforts des pales sur le fluide ont vu le jour (vortex approach, single-stream-tube model, multi-stream-tube model). Cependant leur association avec un modèle CFD est complexe. Le concept d'actuator swept-surface a été présenté par Rajagopalan and Fanucci (1985)[3]. Shen et al. (2009) [4] ont montré ses défaillances dans le calcul des forces normales et tangentielles. L'Actuator Cylindre, concept présenté par Madsen (1982) [5], est aussi un modèle du type actuator swept-surface. Il a été adapté par Shamsoddin and Porté-Agel (2014) [6] pour une utilisation avec un modèle CFD.

Nous repartons de cette approche pour mettre en place un modèle de type Actuator Cylindre couplé à un modèle CFD RANS 2D. Nous avons validé le modèle en termes d'efforts résultants sur la base des expériences de Strickland et al. (1979) [7], et en termes de sillage par une comparaison avec l'expérience de Brochier (1986) [8]. Pour finir, nous appliquerons le modèle à un parc hypothétique d'une dizaine de machines placées dans les conditions hydrodynamiques du Raz Blanchard.

2. Concept de l'Actuator Cylindre

2.1. Présentation du modèle

Le modèle de l'Actuator Cylindre, initialement proposé par Madsen (1982)[5], est une adaptation du modèle de l'Actuator Disk pour la turbine à axe horizontal. Pour une turbine à axe vertical, la surface balayée est définie comme un cylindre sur lequel les forces normale et tangentielle sont distribuées. Avec le modèle de l'Actuator Cylindre, les forces agissant sur les pales sont appliquées sur l'écoulement comme des forces volumiques. Ces deux forces (normale et tangentielle) sont respectivement perpendiculaire et tangentielle au plan du rotor. La figure 1 présente une section transversale à une pale en mouvement autour de l'axe d'une turbine de type Darrieus avec un angle de rotation θ (angle azimutal mesuré positivement dans le sens antihoraire). ω est la vitesse angulaire du rotor. En mouvement autour de l'axe de la turbine, la pale a une vitesse périphérique qui est calculée par la relation (1). La vitesse relative du fluide par rapport à la pale \vec{W} est définie par la relation (2) où V_{local} est la vitesse de l'écoulement amont et $V_{local-n}$ et $V_{local-t}$ sont respectivement ses composantes normale et tangentielle. \vec{e}_n et \vec{e}_t sont les vecteurs unitaires radial et tangentiels, respectivement.

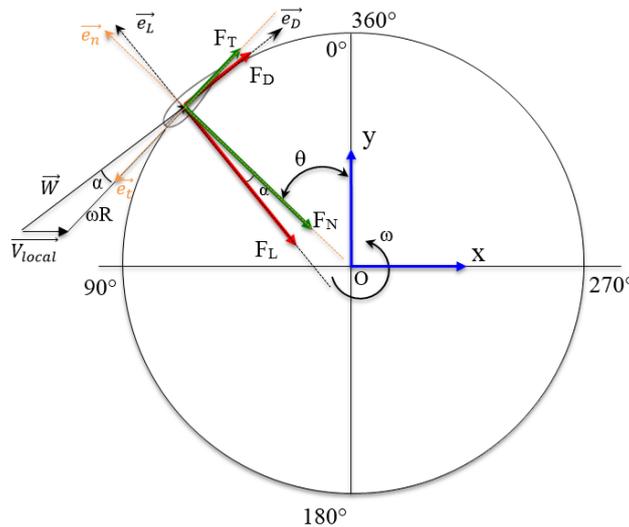


Fig. 1. Représentation plane d'une pale dans le plan horizontal. Représentation des forces et vitesses.

$$\vec{V} = \omega R \vec{e}_t \quad (1)$$

$$\vec{W} = V_{local-n} \vec{e}_n + (V_{local-t} - \omega R) \vec{e}_t \quad (2)$$

La norme de la vitesse incidente et l'angle d'attaque s'écrivent donc comme suit:

$$W = \sqrt{V_{local-n}^2 + (V_{local-t} - \omega R)^2} \quad (3)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{V_{local-n}}{V_{local-t} - \omega R} \right) \quad (4)$$

La force totale agissant sur la pale se décompose dans les directions de portance et de traînée suivant respectivement \vec{e}_L et \vec{e}_D (5). Les composantes de portance et de traînée sont estimées par les relations (6) et (7) où Δl est la longueur de l'élément de pale, C_L et C_D sont des coefficients de portance et de traînée, et C est la corde de la pale.

$$\vec{F} = F_L \vec{e}_L + F_D \vec{e}_D \quad (5)$$

$$F_L = \frac{\rho W^2}{2} C \Delta l C_L \quad (6)$$

$$F_D = \frac{\rho W^2}{2} C_{\Delta} C_D \quad (7)$$

A partir de ces équations, et en considérant que l'on a N_p pales, la force sur le cylindre devient :

$$\vec{F} = N_p \frac{\rho W^2}{2} C_{\Delta} \left\{ \begin{array}{l} [-C_L \sin(\theta - \alpha) - C_D \cos(\theta - \alpha)] \vec{e}_x \\ + [C_L \cos(\theta - \alpha) - C_D \sin(\theta - \alpha)] \vec{e}_y \end{array} \right\} \quad (8)$$

Les forces normale et tangentielle sont exprimées par :

$$F_N = N_p \frac{\rho W^2}{2} C_{\Delta} [-C_L \cos(\alpha) - C_D \sin(\alpha)] \quad (9)$$

$$F_T = N_p \frac{\rho W^2}{2} C_{\Delta} [C_L \sin(\alpha) - C_D \cos(\alpha)] \quad (10)$$

2.2. Implémentation du modèle

En utilisant l'approche RANS, la force induite par la surface de l'Actuator Cylindre sur le fluide est présentée par un terme source S_i dans l'équation de Navier-Stokes stationnaire (11). Ce terme source agit sur la surface de l'Actuator Cylindre comme une densité volumique de force (12) :

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) + R_{ij} \right] + \rho g_i + S_i \quad (11)$$

$$\frac{\partial U_i}{\partial x_i} = 0; \quad R_{ij} = \mu_t \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right)$$

$$S_i = \frac{F_i}{e_c 2\pi R \Delta l} \quad (12)$$

La $i^{\text{ème}}$ composante de la vitesse est notée U_i , les x_i sont les coordonnées du point, μ est la viscosité moléculaire de l'eau, R_{ij} est le tenseur de Reynolds lié à la vitesse par l'hypothèse de Boussinesq, $\mu_t = C_{\mu} k^2 / \varepsilon$ est la viscosité dynamique turbulente calculée à partir de l'énergie cinétique de la turbulence k et de sa dissipation ε , enfin g est l'accélération de la pesanteur. C_{μ} est fixé à une valeur de 0,09. e_c est l'épaisseur de l'Actuator Cylindre. F_i est la composante de la force estimée par l'équation (8).

Dans notre modèle, les coefficients de traînée et de portance sont obtenus à partir des résultats expérimentaux de Sheldahl et Klimas (1981)[9]. Ces coefficients sont estimés ici par les relations suivantes :

$$C_L = 0,1\alpha \quad (13)$$

$$C_D = \text{Max}(0,02|\alpha| - 0,18; 0,02) \quad (14)$$

L'écoulement autour de la turbine est étudié au moyen de simulations bidimensionnelles réalisées avec le code de calcul ANSYS Fluent 14.5. Le modèle de turbulence utilisé est le modèle k- ε Standard. Ce modèle donne de bons résultats au niveau de l'écoulement non-perturbé (loin des parois) (Nguyen et al., 2016)[10]. Le couplage pression-vitesse est assuré par le schéma SIMPLEC pour la pression. Un schéma du deuxième ordre en espace est utilisé pour toutes les équations de transport. Le champ de vitesse est initialisé de façon uniforme à partir de la vitesse de l'écoulement non-perturbée en amont.

3. Validation

La validation de la méthode reposera sur l'analyse des forces normale et tangentielle calculées pour une turbine de type Darrieus, d'une part, et sur la comparaison du champ de vitesses dans le sillage d'autre part.

3.1 Validation de la force

Pour tester le comportement de la force appliquée sur le modèle de l'Actuator Cylindre, nous avons reproduit le cas étudié par Strickland et al. (1979)[7]. C'est un test expérimental effectué sur une turbine de type Darrieus avec des pales en profil NACA 0012. Le diamètre D est de 1,22 m, la corde C est de 0,0914 m. Le paramètre d'avance est de $\lambda=5$ et la vitesse d'entrée de $0,091 \text{ ms}^{-1}$. La solidité ($\bar{\sigma}=N_p C/R$) vaut selon le nombre de pales 0,15, 0,30 et 0,45. Le nombre de Reynolds vaut $40 \cdot 10^3$. Les forces normale et tangentielle agissant sur les pales ont été mesurées en fonction de l'angle azimutal. Le domaine de calcul mesurant 17,1m de long et 4,88m de large correspond au plan horizontal du canal qui s'étend à 4 diamètres en amont de la turbine et à 10 diamètres en aval. Les bords du domaine sont situés latéralement à une distance de 2 diamètres de la turbine.

Le domaine de calcul est couvert avec un maillage non-structuré de 413892 éléments (Fig. 2). Les conditions appliquées aux limites du domaine sont: une vitesse et une pression imposées respectivement en entrée et en sortie; une condition de symétrie est appliquée sur les parois latérales du canal. L'épaisseur de l'Actuator Cylindre (e_c) est de 0,01m. En entrée, une intensité de la turbulence de 5% est imposée tandis que le taux de dissipation spécifique (ε) est estimé par la relation (15). La longueur caractéristique de turbulence l est reliée à celle d'une conduite lisse de longueur caractéristique C (la corde de la pale) par l'équation (16).

$$\varepsilon = C_{\mu}^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l} \quad (15)$$

$$l = 0,07C \quad (16)$$

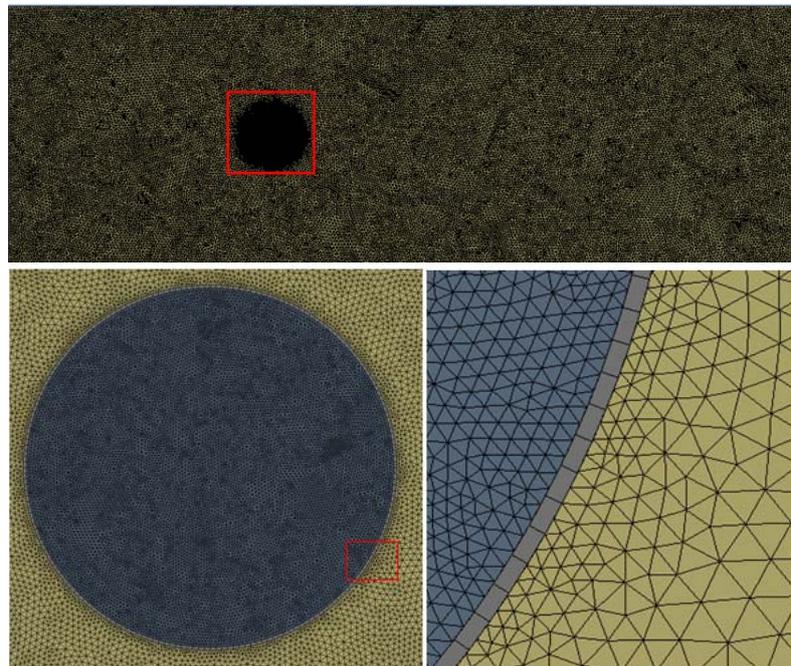


Fig. 2. Maillage du domaine de calcul et zoom autour de l'Actuator Disk.

La figure 3 présente les résultats du cas de la turbine à deux pales. Les résultats numériques obtenus avec l'Actuator Cylindre sont en bon accord avec les données expérimentales de Strickland *et al.* (1979)[7]. Il y a quelques écarts sur la force tangentielle quand la pale est localisée dans la partie aval ($\theta = 270^\circ$).

La figure 4 présente les résultats du cas à trois pales. Comme pour le cas précédent une concordance est trouvée sauf dans la région aval du cylindre. Notons que, pour le cas expérimental avec les trois pales, la fréquence d'échappement tourbillonnaire est plus élevée que dans le cas présent. Ceci doit avoir un impact

négatif sur nos résultats numériques ainsi que sur le modèle théorique de Strickland *et al.* (1979)[7](Fig. 4).

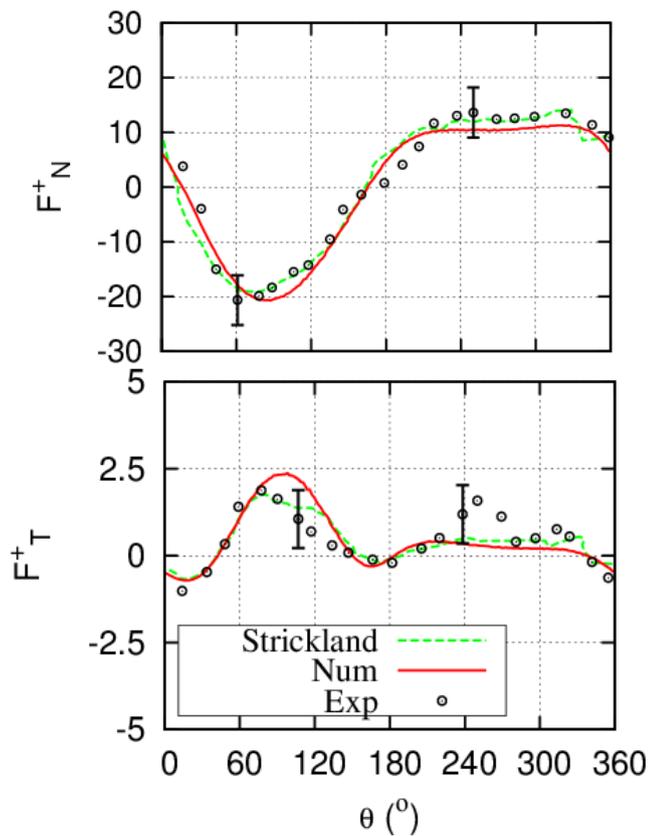


Fig. 3. Evolutions de la force normale adimensionnelle et de la force tangentielle adimensionnelle ($N_p=2$, $\sigma=0,30$, $\lambda=5$, $U_\infty=0,091 \text{ ms}^{-1}$) en fonction de l'angle azimutal (θ): $F_N^+ = F_N/0,5N_p\rho U_\infty^2 C_A l$ and $F_T^+ = F_T/0,5N_p\rho U_\infty^2 C_A l$. Comparaison entre nos résultats numériques (Num) et les résultats expérimentaux (Exp) et du modèle théorique (Strickland) de Strickland *et al.* (1979)[7].

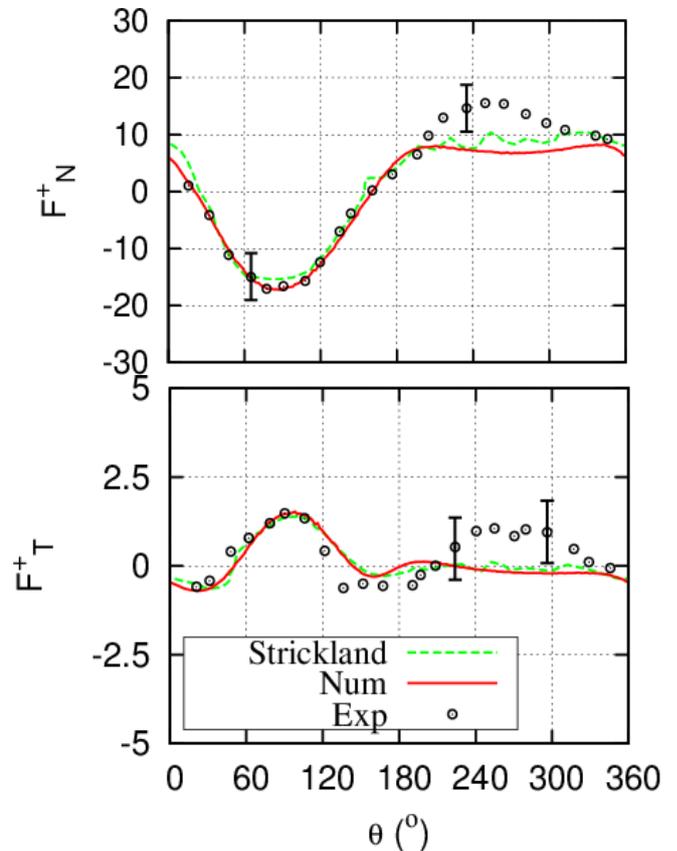


Fig. 4. Evolutions de la force normale adimensionnelle et de la force tangentielle adimensionnelle ($N_p=3$, $\sigma=0,45$, $\lambda=5$, $U_\infty=0,091 \text{ ms}^{-1}$) en fonction de l'angle azimutal (θ): $F_N^+ = F_N/0,5N_p\rho U_\infty^2 C_A l$ and $F_T^+ = F_T/0,5N_p\rho U_\infty^2 C_A l$. Comparaison entre nos résultats numériques (Num) et les résultats expérimentaux (Exp) et du modèle théorique (Strickland) de Strickland *et al.* (1979)[7].

3.2 Sillage

Dans cette section, le modèle Actuator Cylindre est appliqué au cas traité expérimentalement par Brochier *et al.* (1986)[8] pour lequel une turbine de type Darrieus à deux pales de profil NACA0018 est utilisée. L'épaisseur de l'Actuator Cylindre (e_c) est de 0,004 m. Le rayon (R) est de 0,06 m, la corde est de 0,02 m. Le paramètre d'avance est de 3,85 et la vitesse d'entrée de 0,15 ms^{-1} . Le nombre de Reynolds vaut 10^4 . Les mesures de vitesses de l'expérience ont été obtenues par Vélocimétrie Laser Doppler (LDV).

Le domaine de calcul mesure 2 m de long et 0,2 m de large; il est couvert par un maillage non-structuré de 43420 éléments. La turbine est située à 4 diamètres à l'aval de l'entrée. Les bords du domaine sont situés latéralement à une distance de $1/3D$ de la machine. Les conditions appliquées aux limites du domaine sont : une vitesse et une pression imposées respectivement en entrée et en sortie; une condition d'adhérence sur une paroi latérale et une condition de symétrie sur l'autre paroi latérale.

La figure 5 montre les profils de vitesse en amont de la machine confrontés aux résultats expérimentaux de Brochier *et al.* (1986)[8]. Les profils de vitesse simulés coïncident assez bien avec les profils mesurés. Les profils de vitesse expérimentaux ne sont pas symétriques contrairement à ceux de la simulation. Nous avons dans un premier temps supposé que cette différence pouvait s'expliquer par l'effet de l'axe central

de la turbine qui est présent dans l'expérience mais qui n'est pas pris en compte dans la simulation. Cependant, des simulations complémentaires ont permis de montrer que la présence de l'axe central a très peu d'influence au-delà de 1D à l'aval de l'axe de la machine. En revanche, dans l'expérience de Brochier et al. (1986)[8], la turbine tourne et génère ainsi un sillage instationnaire et des tourbillons. La rotation d'une turbine crée des tourbillons qui roulent sur l'extrados de la pale et qui tournent dans le sens de rotation de la turbine. Ceci n'apparaît pas dans l'utilisation de l'Actuator Cylindre car l'écoulement traverse la surface du cylindre comme s'il s'agissait d'un milieu poreux.

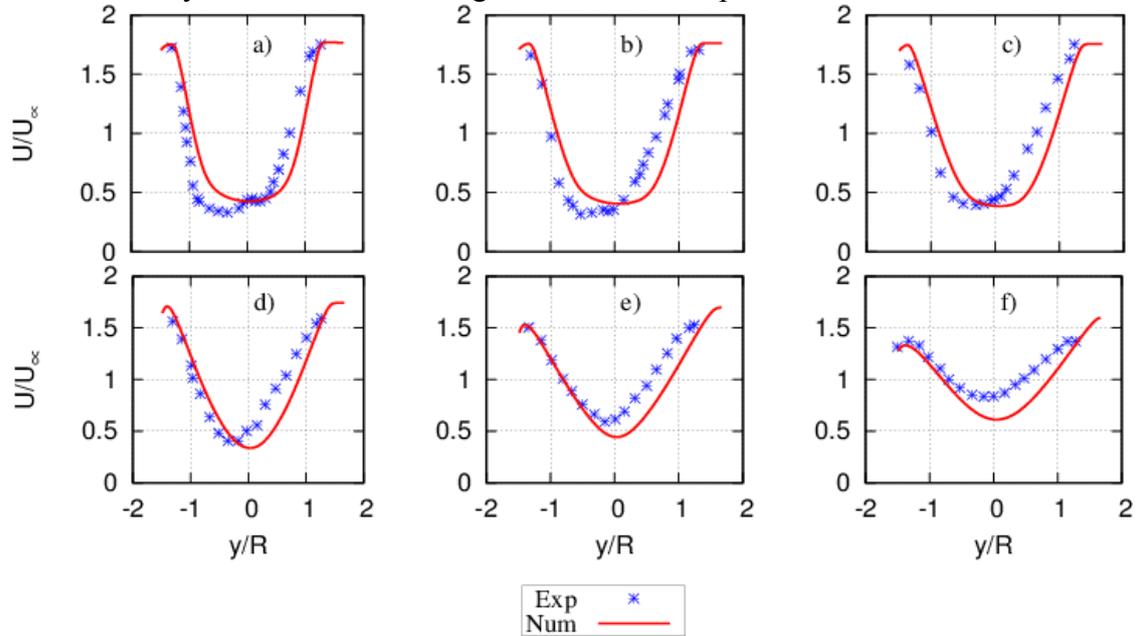


Fig. 5. Profils transversaux de vitesse en aval de la machine. Comparaison des résultats numériques (Num) et expérimentaux (Exp) de Brochier et al. (1986). x est la distance à l'aval : a) $x=1,67R$, b) $x=2,5R$, c) $x=3,33R$, d) $x=5R$, e) $x=8,33R$, f) $x=11,67R$.

4. Ecoulement dans une ferme pilote

La méthode est maintenant appliquée à une ferme d'hydroliennes hypothétique située dans le Raz Blanchard. La ferme contient 10 turbines tri pales de type Darrieus. Le diamètre D des turbines est de 8,0 m, le profil des pales est de type NACA 0018, la corde vaut $C = 1,33$ m, la solidité vaut $\sigma = 1$, l'épaisseur du cylindre vaut $e_c = 0,266$ m et le paramètre d'avance vaut $\lambda=5$.

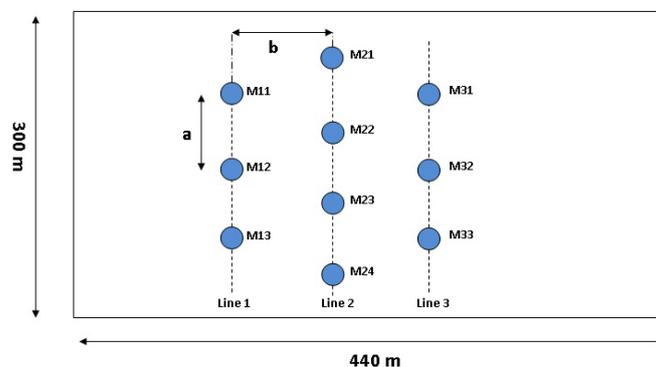


Fig. 6. Représentation du domaine de calcul et positionnement des turbines.

Nous avons opté pour un agencement en quinconce (Fig. 6). La ferme est constituée de trois lignes de turbines séparées par un espacement longitudinal $b = 7,5D$. L'espacement latéral entre deux turbines consécutives est de $a = 3D$. Cet espacement est un bon compromis entre l'effet de blocage, le niveau de mélange du fluide et la quantité de fluide passant entre les turbines (Myers et Bahaj [11]). La première

ligne est située à 20D de l'entrée (partie du domaine à gauche dans la figure 6). Le domaine est couvert par un maillage non structuré contenant 314329 éléments.

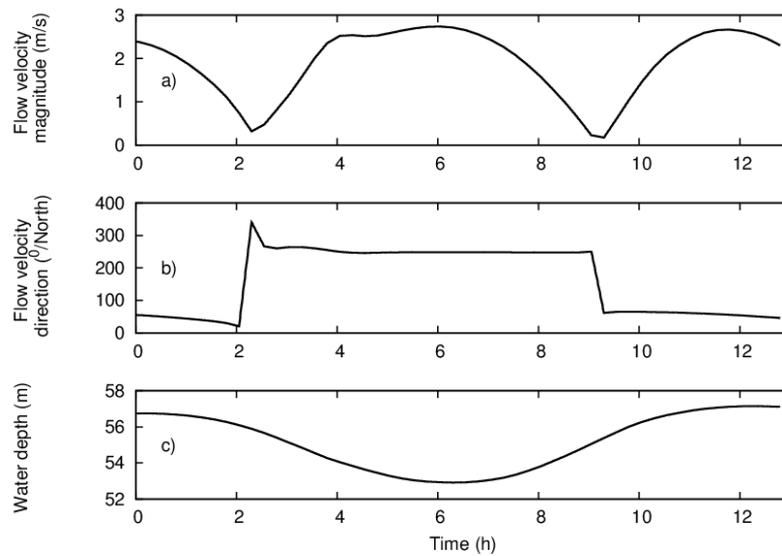


Fig. 7. Évolution temporelle de l'amplitude de la vitesse (a), de la direction de la vitesse (convention nautique) (b) et de la profondeur de l'eau (c) au point (1°57,66'W; 49°44,83'N). Les résultats sont extraits au cours d'une marée moyenne (entre le 24 janvier 2005 19h21 et 25 janvier 2005 07h28).

La vitesse et la pression sont imposées à l'entrée et la sortie, respectivement. L'évolution temporelle de la vitesse d'écoulement et la profondeur de l'eau (Fig. 7) sont obtenues à partir d'un modèle hydrodynamique régional bidimensionnel simulant la propagation de la marée dans la Manche (Thiébot et al., 2015)[12]. Les données hydrodynamiques ont été extraites dans le Raz Blanchard au point (1°57,66'W; 49°44,83'N). Cette partie du Raz est influencée par un grand tourbillon tournant dans le sens horaire qui apparaît au Nord du Cape de la Hague durant le flot. Au point d'extraction, la direction optimale pour le placement de turbines (direction qui maximise l'extraction d'énergie hydrodynamique) est de 64° par rapport au Nord (Nguyen et al., 2014[1]).

Au cours de la marée moyenne étudiée, la vitesse varie de 0 à 2,7 ms^{-1} . En se concentrant uniquement sur les vitesses de courant supérieure à 1 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$, l'écart du courant par rapport à la direction optimale est de 20°. En ce qui concerne l'intensité de la turbulence, aucune mesure n'est disponible sur ce site. L'intensité de la turbulence a ainsi été définie à 10 % compte tenu des mesures effectués sur des sites comparables (Milne et al., 2013)[13]. La profondeur d'eau au point d'extraction varie entre 52,92 et 57,15 m. Pour plus de simplicité, les simulations ont été effectuées avec une valeur de profondeur unique ($H = 55$ m). Enfin, les simulations ont été réalisées avec 5 vitesses d'entrée $U_{in}=[1.,1.5,2.,2.5,3.] \text{ms}^{-1}$ et 4 angles d'incidence $\beta = [0., 5., 10., 15.]$. Les déficits de vitesse et d'intensité de la turbulence (IT) sont présentés sur la Figure 8.

Une première analyse concerne l'écoulement dans la ferme pour un courant sans incidence (courant parallèle à la direction privilégiée du courant ; $\beta = 0^\circ$). Le déficit $(1-U(x,y)/U_{in})$ est présenté de -0,4 à 0,8. Un déficit négatif indique une augmentation de la vitesse. Cette augmentation se produit sur les côtes du parc et elle s'explique par l'effet de blocage induit par la présence du parc.

Le cas $U_{in}=1 \text{ms}^{-1}$ met en évidence que les machines de la deuxième ligne sont impactées partiellement par le sillage des machines de la ligne en amont. L'interaction s'amplifie lorsque le sillage des machines de la deuxième ligne aborde les machines de la troisième ligne. Le sillage est marqué et persiste à l'aval du parc puisque les sillages des machines de la troisième ligne entrent en interférence entre eux. En augmentant U_{in} à 1,5 ms^{-1} , le déficit est moins important mais les phénomènes d'interférence persistent. Avec

l'augmentation de la vitesse les interactions sont moins fortes, indiquant un rétablissement plus rapide des vitesses.

De manière générale, plus U_{in} augmente plus le sillage est court. L'intensité de la turbulence en amont de la première ligne de machines étant maintenue constante, nous pouvons en déduire que la longueur de rétablissement n'est pas liée à l'augmentation de IT mais à l'augmentation de la turbulence (TKE). On note d'autre part que plus la vitesse d'entrée est faible plus le niveau d'IT à l'endroit des machines est élevé.

Une deuxième analyse concerne l'évolution du déficit de vitesse en fonction de l'angle d'incidence et de la vitesse d'entrée. L'organisation en quinconce de la ferme est réalisée autour de l'espacement latéral a et longitudinal b . L'angle formé par les machines M13-M23-M32 (ou M12-M22-M31) est de 11° . Quand le courant amont a une incidence de 10° , les machines sont quasiment alignées et fonctionnent en tandem selon l'appellation de Palm et al. (2010)[14]. Dans cette configuration, le rétablissement des vitesses est plus lent que dans le cas $\beta=0^\circ$; le déficit est plus important et plus étendu. Le cas $\beta=5^\circ$ montre que le déficit de vitesse est très important et très étendu à l'aval du parc. C'est le cas le plus défavorable. Ce fort déficit s'explique par les interactions entre les sillages dans le parc et par des interférences entre les sillages à l'aval du parc. Pour les angles de 15° et 20° , les sillages sont moins marqués à l'exception des machines M31 et M32 qui sont en interférence avec les sillages des machines situées en amont. Ces deux situations angulaires présentent les meilleures configurations puisque les sillages sont courts ce qui montre une bonne capacité de récupération d'énergie. Notons enfin la présence d'une déviation des sillages plus importante à faible vitesse ce qui est probablement dû à la rotation de la turbine transmis par l'effort tangentiel.

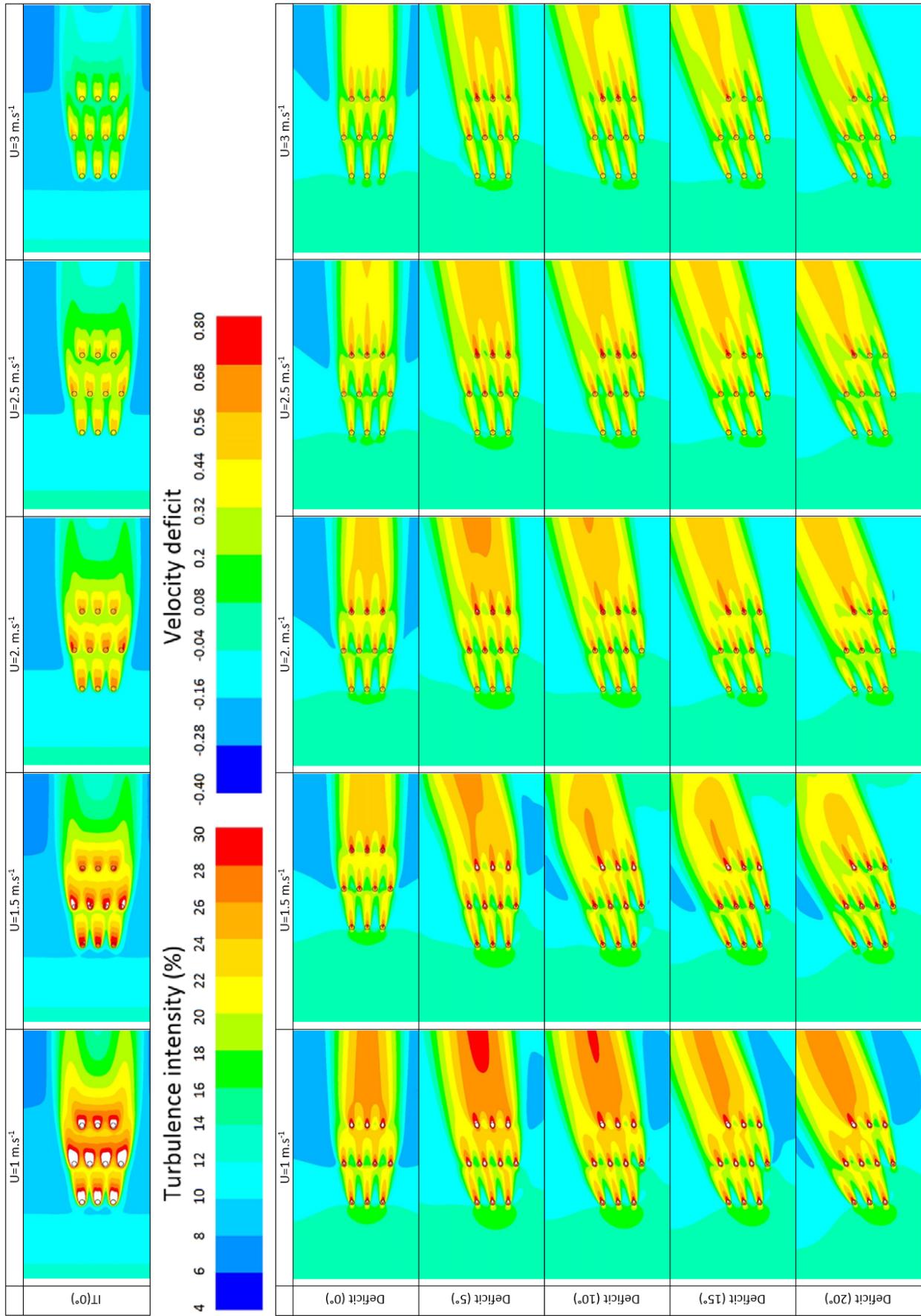


Fig. 8. Intensité de la turbulence (IT) sans l'angle d'incidence et déficit de vitesse ($1-U(x,y)/U_{in}$) avec et sans l'angle d'incidence sont présentées pour plusieurs vitesses d'entrée.

4. Conclusion

Une nouvelle méthodologie pour la représentation des hydroliennes à axe vertical a été présentée. Elle est fondée sur l'utilisation de l'Actuator Cylindre avec une modélisation bidimensionnelle stationnaire de l'écoulement. Les forces appliquées sur le cylindre sont la portance et la traînée. Elles sont déterminées à partir de l'angle d'attaque et de la vitesse du fluide vue par la pale, le nombre de pales et la longueur de la corde.

Le modèle calcule d'une manière satisfaisante les forces qui agissent sur les pales ainsi que la distribution de vitesse dans le sillage de la turbine. Dans le concept de l'Actuator Cylindre, le cylindre agit comme un milieu poreux. Ainsi, les caractéristiques transitoires de l'écoulement sont négligées et les tourbillons ne sont pas reproduits. Ces limitations peuvent être à la base d'écarts dans la prédiction des forces et de l'hydrodynamique dans le voisinage immédiat du cylindre. Cependant, ces différences peuvent être limitées au sillage très proche et les résultats dans le sillage lointain ne semblent pas souffrir des limites de cette modélisation du mouvement des pales. L'Actuator Cylindre est donc adapté pour analyser l'interaction des écoulements entre les turbines placées dans le parc. La première application de cette méthodologie pour un parc de 10 hydroliennes pour différentes vitesses caractéristiques du Raz Blanchard montre que :

- La distance de récupération est fonction de l'énergie cinétique turbulente ;
- La plus grande intensité turbulente (pas la TKE) dans la ferme est obtenue pour les vitesses les plus faibles ;
- Les configurations de sillage en interférence et superposition sont les plus fréquentes ;
- Les configurations de sillage en tandem apparaissent pour un angle d'incidence de 10° mais ne fournissent pas la pire situation (basé sur l'extension des déficits les plus importants), comme c'est le cas pour les turbines à axe horizontal (Nguyen et al., 2014)[1].
- La rotation de la turbine pourrait avoir un impact sur la trajectoire du sillage.

Les résultats obtenus pour le parc doivent être relativisés dans la mesure où un modèle bidimensionnel a été utilisé en considérant que les turbines agissent sur toute la hauteur de la colonne d'eau. C'est sans doute ce qui amplifie les effets d'interférence dans les sillages.

Remerciements

Les auteurs remercient le gouvernement vietnamien pour l'attribution de la bourse de doctorat du premier auteur. Nous tenons à remercier le Syndicat Mixte du Cotentin et le Conseil Départemental de la Manche pour le financement des ressources informatiques.

Références

1. Nguyen V.T., Guillou S., Thiébot J., Santa Cruz A, 2014 'Numerical simulation of a pilot tidal farm using actuator disks, influence of a time-varying current direction', *Grand Renewable Energy 2014 Proceeding, 2014, O-Oc-6-1, Tokyo Japan, 8p.*
2. Roc T., D. Greaves, Thyng K.M., Conley D.C., 2014 'Tidal turbine representation: towards realistic applications', *Ocean Engineering*, 78, 95-111.
3. Rajagopalan R.G., Fanucci J.B, 1985 'Finite difference model for vertical-axis wind turbines', *AIAA Journal of Propulsion and Power*, 1, pp 432-436.
4. Shen W.Z., Zhang J.H., Sørensen J.N, 2009 'The actuator surface model: A new Navier–Stokes based model for rotor computations', *Journal of Solar Energy Engineering*, 131, pp 011002-1-011002-9.
5. Madsen H.A, 1982 'The Actuator Cylinder, A Flow Model for Vertical Axis Wind Turbines', *PhD thesis, Aalborg University.*
6. Shamsoddin S and Porté-Agel F, 2014 'Large Eddy Simulation of Vertical Axis Wind Turbine Wakes', *Energies*, 7, pp 890-912.

7. Strickland J.H., Webster B.T., Nguyen T.A, 1979 'Vortex model of the Darrieus turbine: an analytical and experimental study', *Trans ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol 101, pp 500-505.
8. Brochier G, 1986 'Etude numérique de la couche limite instationnaire sur un profil d'aile en mouvement, application et expérimentation à l'éolienne Darrieus', *Thèse de doctorat, Université d'Aix-Marseille II*.
9. Sheldahl R.E., Klimas P.C, 1981 'Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attach for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines', *Report SAND80-2114, Sandia National Laboratories*.
10. Nguyen VT, Guillou SS., Thiébot J., Santa Cruz A., 2016 'Modelling turbulence with an Actuator Disk representing a tidal turbine', *Renewable Energy*, 97, 625-635. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2016.06.014>
11. Myers L. and Bahaj AS., 2005 'Simulated electrical power potential harnessed by marine current turbine arrays in the Alderney Race', *Renewable Energy*, 30, pp 1713-1731.
12. Thiébot J., Bailly du Bois P., Guillou S, 2015 'Numerical modeling of the effect of tidal stream turbines on the hydrodynamics and the sediment transport – Application to the Alderney Race (Raz Blanchard), France', *Renewable Energy*, 75, pp 356-365.
13. Milne IA, Sharma RN, Flay RGJ, Bickerton S., 2013 'Characteristics of the turbulence in the flow at a tidal stream power site', *Philosophical transactions of the royal society A: mathematical. Phys Eng Sci* ;371:1-14. DOI: 10.1098/rsta.2012.0196
14. Palm M, Huijsmans R, Pourquie M, Sijstra A., 2010 'Simple wake models for tidal turbines in farm arrangement. In: 29th International Conference on Ocean', *Offshore and Arctic Engineering*; 3:577-587. Shanghai, China, 2010. DOI: [10.1115/OMAE2010-20966](https://doi.org/10.1115/OMAE2010-20966)