
Analyse d'une approche CFD pour la simulation numérique d'une pico-hydrolienne à axe vertical

F. BURON¹, J. LALANNE¹, F. MOURIER²

¹ Ecole d'Ingénieurs en Génie des Systèmes Industriels, 26 rue Vaux de Foletier 17041 La Rochelle Cedex, franck.buron@eigsi.fr

² Société ECOCINETIC, Pôle écoactivités, 1 rue Jean Torlais, 17000 La Rochelle, contact@ecocinetic.fr

RÉSUMÉ. Une étude numérique est menée sur une hydrolienne tripales à axe vertical de petite taille. Cette turbine de type Savonius, développée par la société Rochelaise Ecocinetic, est adaptée à la récupération de l'énergie des courants dans les environnements estuariens, portuaires ou fluviaux. Les simulations sont réalisées suivant une méthode CFD instationnaire 2D. Les calculs sont effectués sur une plage de vitesse réduite comprise entre $\lambda=0,4$ et $\lambda=1,6$ encadrant le point de fonctionnement optimal. L'accent est mis sur la capacité de la modélisation URANS à reproduire le comportement de l'hydrolienne pour de faibles valeurs de λ pour lesquelles les phénomènes de décrochage dynamiques sont intenses. L'influence de la méthode de mise en rotation des pales, forcée ou résultante des efforts hydrodynamiques, sur les résultats obtenus en termes de performances est plus particulièrement étudiée. Même si l'approche à vitesse de rotation imposée permet de reproduire l'allure générale des courbes de performances expérimentales, seule l'approche avec mise en rotation naturelle du rotor est capable de décrire l'évolution fortement instationnaire du couple et de la vitesse angulaire observée pour de faibles valeurs de λ .

MOTS-CLÉS : Hydrolienne à axe vertical de type Savonius, approche CFD bidimensionnelle, vitesse angulaire instationnaire.

ABSTRACT. A numerical study is conducted on a small three-bladed vertical-axis water turbine. This rotor of Savonius type, developed by the company Ecocinetic, is suitable for the recovery of the energy of currents in estuarine environments, ports or rivers. The numerical simulations are carried out using a 2D unsteady CFD method. The calculations are performed for a tip speed ratio range between $\lambda=0.4$ and $\lambda=1.6$ surrounding the optimum operating point. The capability of the URANS approach to reproduce the behavior of the turbine for low values of λ , for which the dynamic stall phenomena are strong, is discussed. The influence of the rotating blade method, (constant angular velocity or resulting from the calculation of the hydrodynamic torque) on the results obtained in terms of performance is presented. Although the approach with constant angular velocity reproduces the general shape of the experimental performance curves, only the calculation of the time-dependent rotor rotation is able to describe the evolution of the highly unsteady torque observed for low values of tip speed ratio.

KEY WORDS: Savonius type Vertical-Axis Water Turbine, 2D CFD approach, time-dependent angular velocity.

1. Introduction

Cette étude s'inscrit dans le domaine des énergies marines renouvelables en général et dans l'optimisation des systèmes de récupération d'énergie cinétique à axe transverse en particulier. Elle a pour contexte la simulation numérique de l'écoulement instationnaire et des efforts dynamiques inhérents au fonctionnement d'une hydrolienne à axe vertical. Aujourd'hui le développement des futures turbines ne peut uniquement s'appuyer sur des mesures expérimentales en tunnels hydrodynamiques dont les coûts sont importants. En complément, la précision des simulations numériques des écoulements autour des rotors est donc nécessaire. Parmi les méthodes disponibles dans la littérature, les codes de calcul CFD sont une bonne alternative aux modèles globaux ou tourbillonnaires [PAR 02] qui sont mal pas adaptés à la prédiction des écoulements instationnaires fortement décollés observés dans le cas des hydroliennes [LAN 86]. L'approche CFD est caractérisée par la génération, sur l'ensemble du domaine fluide étudié, d'un maillage dont chaque volume de contrôle est utilisé pour résoudre les équations de conservation et modéliser la turbulence.

Ce travail s'inscrit dans la continuité de nombreuses études CFD sur le fonctionnement d'hydrolienne à axe vertical, de type Darrieus ou Savonius [AME 09]. La plupart de ces études traitent la mise en rotation du système en imposant, a priori, une vitesse angulaire constante au rotor [LAI 10] [ROA 11], ce dernier étant considéré comme un solide indéformable. Pour une vitesse de rotation ω constante donnée, le code de calcul détermine alors le couple hydrodynamique reçu par l'hydrolienne permettant ensuite de calculer l'énergie récupérée par celle-ci. Cette approche reste acceptable lorsque la connaissance de ω n'est pas nécessaire a priori comme dans le cas où l'on souhaite vérifier ou prédire une courbe de puissance d'une turbine à l'aide d'une série de simulations numériques pour lesquelles ω est choisi arbitrairement, cela tant que les calculs réalisés sont compris dans la plage réelle de fonctionnement de l'hydrolienne.

En réalité le couple hydrodynamique agissant sur le rotor est une fonction de la position angulaire des pales de la turbine ce qui induit une vitesse angulaire fluctuante lors d'un cycle de rotation même pour un régime de fonctionnement établi [LEE 13]. Cette approche à ω constante devient alors discutable si l'on souhaite capter finement les phénomènes de décrochage dynamique sur les pales ou les interactions pales/sillages. Elle est définitivement inapplicable si l'on souhaite simuler des cas où les conditions de fonctionnement sont fortement instationnaires, comme la variation des courants marins ou fluviaux, ou si l'on souhaite prédire le couple de démarrage et la vitesse de courant minimum nécessaires à la mise en rotation d'un rotor couplé à une génératrice. Pour traiter convenablement ce genre de configuration il faut alors envisager une approche où ω est obtenue, au cours de la simulation, à partir du couple hydrodynamique calculé et d'un couple résistant imposé simulant à la présence d'une génératrice.

C'est l'analyse de la pertinence de cette approche à vitesse de rotation non imposée, comme outil d'aide au développement de design optimisé de pales de turbine, qui fait l'objet de la présente étude. On présente ici l'application de cette méthodologie CFD à la prédiction des performances d'une hydrolienne de type Savonius à trois pales droites d'épaisseur mince, turbine développée par la PME Rochelaise Ecocinetic et dont la géométrie est proche de celles brevetées par cette société [MOU 11]. De par sa taille réduite cette dernière est classée dans la catégorie des pico-hydroliennes dont la compacité permet d'exploiter la ressource hydraulique dans des zones maritimes plus proches du trait de côte (zones insulaires, estuaires, ports...) ou sur le domaine fluvial (rivières, torrents, canaux,...), zones dans lesquelles elle est confrontée à des conditions d'intermittence et de faible intensité des courants.

2. Hydrolienne étudiée : caractéristiques et paramètres de fonctionnement

L'étude est menée sur une maquette de l'hydrolienne de type Savonius constituée de trois pales droites, d'un arbre central et de deux disques aux extrémités permettant de limiter les effets tridimensionnels de bout de pale (Figure 1). Elle possède un rayon externe $R = 18$ cm et une hauteur de pale $H = 60$ cm. Le point de fonctionnement de la turbine est caractérisé par sa vitesse réduite λ , appelée aussi paramètre d'avance, définie comme le rapport entre la vitesse tangentielle en bout de pale et la vitesse moyenne du courant à l'infini amont :

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} \quad [1]$$

La performance de l'hydrolienne est traduite par son rendement, appelé communément coefficient de puissance C_p , défini comme le rapport entre la puissance mécanique P_m extraite de l'hydrolienne et la puissance hydraulique P_h de l'écoulement amont disponible :

$$C_p = \frac{P_m}{P_h} = \frac{\omega M_h}{0,5 \rho U_\infty^3 S} = \frac{\omega M_h}{\rho U_\infty^3 HR} \quad [2]$$

où M_h est le couple hydrodynamique moyen récupéré par la turbine, ρ la masse volumique de l'eau et S la surface perpendiculaire à l'écoulement balayée par l'hydrolienne, soit $S=2RH$. En reprenant la définition du paramètre d'avance λ , on peut alors relier le coefficient de puissance au coefficient de moment C_m tel que $C_p = \lambda C_m$ avec :

$$C_m = \frac{M_h}{0,5 \rho U_\infty^2 SR} = \frac{M_h}{\rho U_\infty^2 HR^2} \quad [3]$$

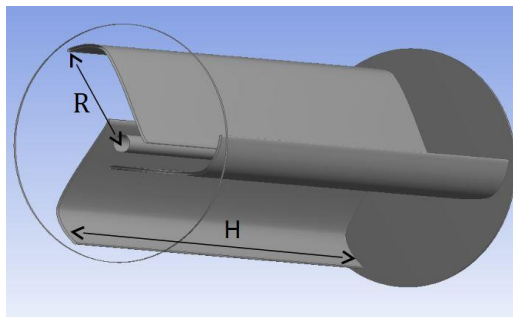


Figure 1. Vue CAO de l'hydrolienne.

Afin de pouvoir évaluer la pertinence des résultats CFD obtenus pour l'hydrolienne tripale, la société Ecocinetic dispose de mesures expérimentales, réalisées par le CRAIN La Rochelle dans un bassin de circulation de l'Ecole Centrale de Nantes. Ces essais, réalisés sur une plage de vitesse de courant allant de 0,4 à 1,4 m.s⁻¹ et pour différents couples de serrage, ont permis de balayer une plage de vitesse réduite allant jusqu'à $\lambda=2$ et ainsi mettre en évidence une zone de fonctionnement optimum autour de $\lambda=1$.

Pour cette étude numérique nous avons retenu, parmi l'ensemble des essais expérimentaux réalisés, les mesures effectuées pour une vitesse infini amont de 0,8 m.s⁻¹, à la fois parce que c'est une vitesse intermédiaire et qu'elle présente un coefficient de puissance optimum significatif. La Figure 2 présente, pour cette vitesse de courant, l'évolution du coefficient de puissance et du coefficient de moment sur toute la plage de fonctionnement de l'hydrolienne.

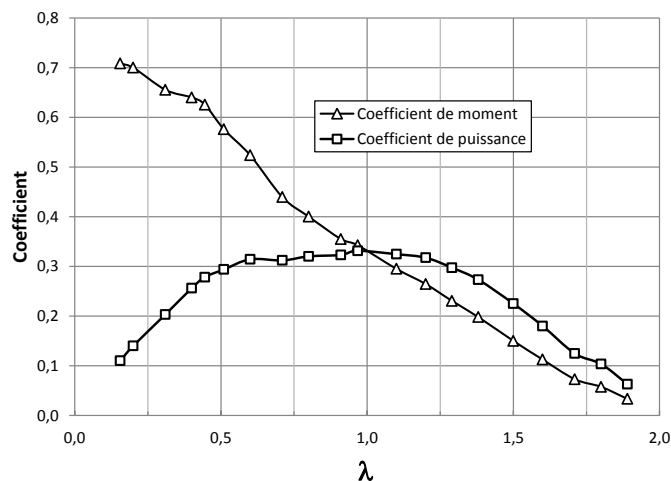


Figure 2. Evolution des C_p et des C_m expérimentaux en fonction de la vitesse réduite pour $U_\infty = 0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

3. Méthodologie CFD

3.1. Conditions aux limites et maillage

Le domaine fluide pris en compte est de forme rectangulaire dont les frontières sont suffisamment éloignées du rotor de façon à ce que la solution ne soit pas influencée par les conditions aux limites (largeur = $20R$, longueur = $40R$). La condition imposée en amont de la turbine est une condition de vitesse uniforme constante ($U_\infty=0,8 \text{ m.s}^{-1}$) et celle en aval est une condition de pression atmosphérique. Les frontières supérieures et inférieures sont assimilées à deux conditions de symétries. Enfin, une condition de non glissement est assurée sur les parois des pales et sur l'arbre central. On peut déjà avoir à l'esprit que les phénomènes de confinement lié à la présence des parois du canal d'essai ne sont pas pris en compte dans cette méthodologie. On souhaite ainsi s'affranchir de la présence de structures extérieures au rotor afin d'analyser uniquement la méthode de mise en rotation de l'hydrolienne sans autres paramètres influents.

Afin de limiter le nombre d'éléments de maillage et ainsi les temps de calcul CPU, un maillage structuré peu dense est utilisé en amont de la turbine. Près du système et dans son sillage, l'emploi d'un maillage hybride quadrangle/triangle permet de densifier progressivement ce dernier en s'approchant des pales sur lesquelles est appliqué un maillage de type couche limite. La Figure 3 présente une vue de la topologie du maillage autour de l'hydrolienne et près des pales. Afin de permettre la rotation de l'hydrolienne, une approche par maillage glissant (méthode *sliding-mesh*) est préférée à une technique de remaillage qui est beaucoup plus onéreuse en temps de calcul. Pour cela on définit un disque à l'intérieur duquel à la fois le maillage et les pales du rotor ont un mouvement de rotation en bloc alors que le maillage extérieur au disque reste immobile. Le cercle qui forme la frontière entre ces deux régions est déclaré comme une interface non conforme et est transparente pour l'écoulement. Les contraintes de maillage en proche paroi et une étude de sensibilité au maillage ont conduit à nombre total d'environ 350 000 éléments.

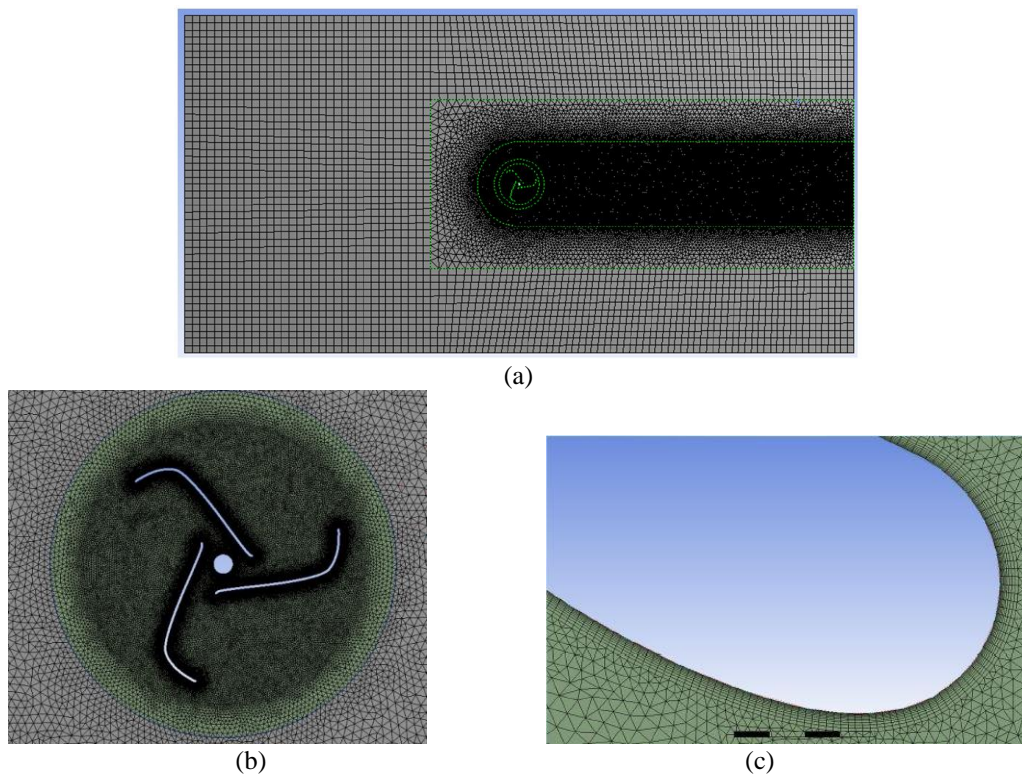


Figure 3. Vues du maillage : générale (a), autour du rotor (b) et près des parois (c).

3.2. Schémas numériques et modèle de turbulence

Les champs de vitesse et de pression sont obtenus par la résolution des équations de Navier-Stokes d'un écoulement d'eau 2D, incompressible et turbulent via la méthode des volumes finis à l'aide du solveur commercial ANSYS FLUENT 14.5. La turbulence et le caractère instationnaire de l'écoulement sont pris en

compte par une modélisation URANS des équations de Navier-Stokes associée au modèle de turbulence $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport) qui permet de limiter une surestimation non physique de la viscosité turbulente dans les régions de décollement de l'écoulement, ce qui le rend pertinent pour appréhender les phénomènes de décrochages dynamiques observés pour les turbines [MAR 07]. Une intensité turbulente de 0,5 % est imposée sur la condition d'entrée amont. Pour la résolution des équations de conservation de la quantité de mouvement et des quantités turbulentes, un schéma au second ordre décentré amont est utilisé à la fois pour la discrétisation temporelle et spatiale. L'algorithme *SIMPLE* est choisi pour le schéma de couplage pression-vitesse. Le pas de temps physique Δt est déterminé en fonction de la vitesse angulaire imposée ou attendue de façon à ce qu'il corresponde à 1° de rotation du rotor ($\Delta t = 2.10^{-3}$ s pour les valeurs de λ les plus faibles). Le nombre de sous itérations de convergence numérique par pas de temps physique est de 60.

3.3. Méthode de mise en rotation

Dans la présente étude, les calculs effectués à vitesse angulaire imposée sont obtenus en appliquant tout simplement une vitesse de rotation ω (rad/s) constante au domaine turbine+maillage dont la frontière (cercle) est visible sur la Figure 3 (b). Pour la mise en rotation naturelle des systèmes tournants sous l'effet d'un écoulement, FLUENT permet la mise en mouvement d'un solide indéformable via l'utilisation d'une UDF (User Define Function), nommée 6DOF (Six Degrees Of Freedom) et programmée en langage C, qui permet la gestion des degrés de liberté de l'hydrolienne. Ainsi en bloquant tous les mouvements sauf la rotation autour de l'arbre de la turbine, l'hydrolienne se voit imposée une vitesse angulaire déduite, entre autre, du couple hydrodynamique qu'elle reçoit. Ce programme externe au solveur de base requiert la valeur, par hauteur unitaire d'hydrolienne, du moment d'inertie de la turbine suivant son axe de rotation. Pour l'hydrolienne Savonius tripale étudiée ce moment d'inertie I_{zz} , obtenu à l'aide d'un logiciel de CAO, vaut $0,5 \text{ kg.m}^2.\text{m}_z^{-1}$ (par mètre de hauteur). Il permet aussi de renseigner M_r , un couple résistant qui peut simuler l'action d'une génératrice sur l'hydrolienne. L'UDF 6DOF ainsi paramétrée permet d'alimenter la relation fondamentale de la dynamique en rotation pour un corps solide [4] qui, résolue à chaque pas de temps dans le code CFD, donne accès à la valeur de l'accélération angulaire α puis, via le calcul de la vitesse de rotation ω , à la nouvelle position angulaire θ de la turbine [5].

$$\sum M = M_h - M_r = I_{zz} \alpha \quad [4]$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} \approx \frac{\omega^{n+1} - \omega^n}{\Delta t} \quad \text{avec} \quad \theta^{n+1} \approx \theta^n + \omega^{n+1} \times \Delta t \quad [5]$$

4. Résultats et discussion

Dans le cas de l'approche à vitesse angulaire ω constante, 3 points de fonctionnement ont été modélisés. Les 3 vitesses de rotation imposées correspondent à des valeurs de vitesse réduite λ qui encadrent le point de fonctionnement optimum de l'hydrolienne. En ce qui concerne le cas où la rotation est une conséquence de l'interaction du fluide sur la structure, approche que l'on notera « 6DOF » par la suite, les 3 points de fonctionnement calculés sont obtenus en imposant un couple résistant au rotor. Les valeurs de M_r choisies ont conduit à des vitesses angulaires moyennes permettant d'encadrer le coefficient de puissance expérimental optimal.

ω (tr.min ⁻¹)	λ
17	0,4
41	0,97
68	1,6

Approche ω constante

M_r (N.m.m _z ⁻¹)	ω (tr.min ⁻¹)	λ
5,6	27,5	0,65
3,9	41,5	0,98
1,8	64,9	1,53

Approche 6DOF

Tableau 1. Points de fonctionnement calculés - $U_\infty=0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

La Figure 4 présente les résultats numériques du coefficient de moment C_m en fonction du paramètre d'avance λ obtenus pour les 2 approches. On constate d'une façon générale que l'ensemble des valeurs obtenues sont inférieures aux mesures expérimentales et que les C_m calculés pour une vitesse angulaire constante sont plus importantes que celles avec l'approche 6DOF. Ces dernières présentent un écart relatif moyen avec les essais de -42,8%, alors qu'il est de -28 % pour ω constant. On constate aussi que les écarts sont plus faibles pour les forts λ , cas pour lesquels le décrochage dynamique est moins prononcé et l'écoulement susceptible d'être mieux appréhendé par la méthode URANS utilisée dans cette étude. Cette tendance peut être à nouveau observée sur la Figure 5 qui montre les résultats numériques du coefficient de puissance C_p en fonction du paramètre d'avance λ . Pour les 2 approches on retrouve convenablement l'allure générale parabolique de la courbe expérimentale et la valeur de $\lambda \approx 1$ correspondant au C_p optimal. Cependant les valeurs obtenues pour l'approche 6DOF demeurent logiquement inférieures à celles issues des calculs à vitesse angulaire constante.

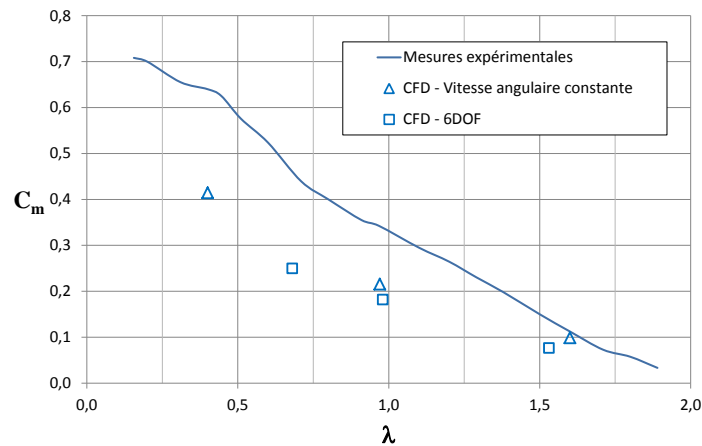


Figure 4. Evolution du C_m en fonction de $\lambda - U_\infty = 0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

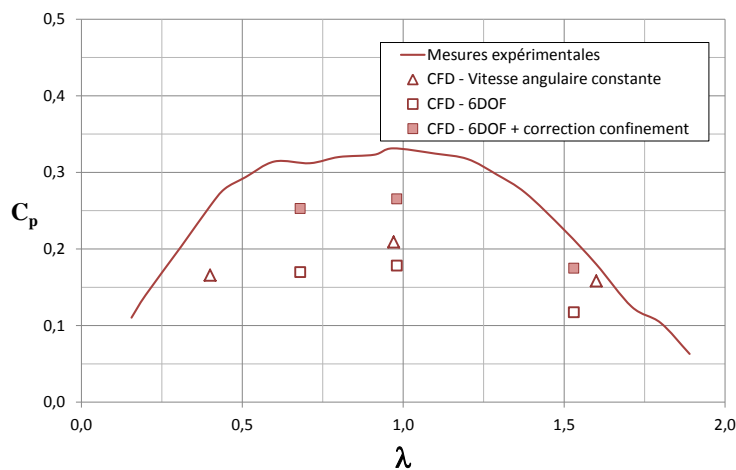


Figure 5. Evolution du C_p en fonction de $\lambda - U_\infty = 0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

Les résultats plus faibles donnés par la méthode 6DOF peuvent s'expliquer, entre autre, par une surestimation des efforts obtenus à vitesse angulaire constante. Pour cette approche on constate que d'une façon générale les gradients de pression autour de la turbine sont plus intenses, conduisant à des efforts et un couple résultant sur le rotor surestimés. La Figure 6, qui présente les isocontours de pression statique relative dans la proche zone de l'hydrolienne pour $\lambda \approx 1,6$ et ce pour les 2 approches, permet de visualiser ce phénomène. En général et en particulier sur la partie inférieure de la pale remontante située à droite de l'axe du rotor, les gradients de pression sont nettement moins forts dans le cas de la méthode 6DOF. Pour ce cas, l'analyse de l'évolution de la vitesse angulaire montre que ω est décroissante, comportement classique quand on est dans la configuration où deux pales sur trois de l'hydrolienne sont à contre-courant, synonyme de son ralentissement. On comprend aisément alors qu'imposer une vitesse de rotation constante pendant cette phase se traduit par des efforts surestimés sur la turbine et non représentatifs du fonctionnement réel du système.

Pour relativiser les écarts à l'expérimental, on rappelle que les simulations numériques ont été réalisées en champ libre. Ainsi, l'influence des parois du canal d'essai n'est pas prise en compte dans les résultats. Un effet de confinement, lié à une taille de maquette non négligeable devant les dimensions d'un canal, peut engendrer une surestimation des performances mesurées. De nombreuses méthodes correctives existent pour prendre en compte ce phénomène dit de blocage. On se propose ici d'évaluer l'influence de la prise en compte de ce phénomène en appliquant une correction du C_p basée sur la relation [6] [WER 10] ci-après :

$$C_{p_conf} = C_p \frac{1}{(1 - \varepsilon)^2} \quad \text{avec} \quad \varepsilon = \frac{2R}{L_{canal}} \quad [6]$$

Cette relation permet de calculer un coefficient de puissance corrigé à partir d'un paramètre de blocage ε . Pour une largeur de canal de 2m et un rayon de rotor de 18cm, les mesures réalisées à l'ECN ont été obtenues pour une valeur de $\varepsilon = 0,18$. Les valeurs de C_p pour l'approche 6DOF avec correction de confinement sont présentées sur la Figure 5. La prise en compte de ce phénomène conduit à un écart relatif moyen par rapport aux mesures de -16,3 %, cet écart atteignant -14,7 % pour $\lambda=1,53$, résultats relativement satisfaisants aux regards de toutes les autres limitations d'une approche CFD 2D.

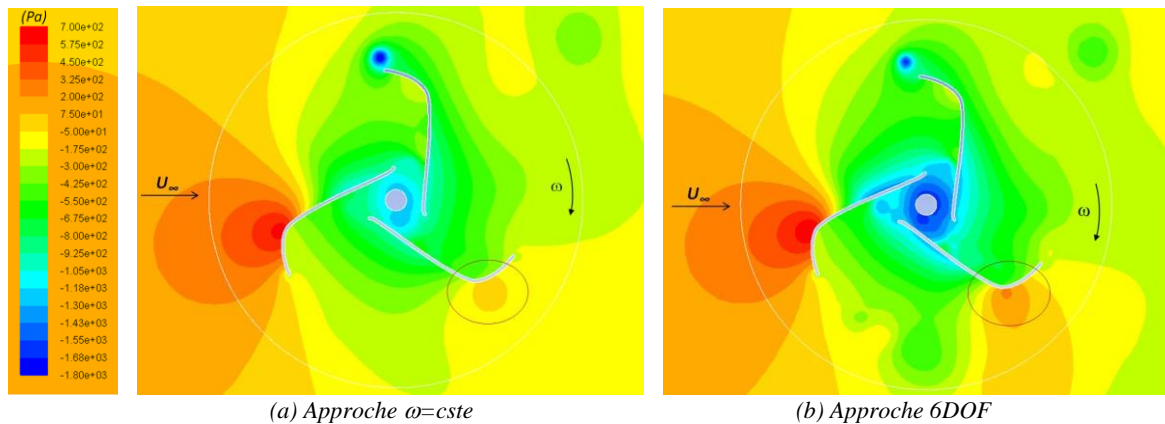


Figure 6. Isocontours de pression statique relative (Pa) pour $\lambda \approx 1,6$ - $U_\infty = 0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

5. Conclusion

Si les calculs menés dans cette étude sur une pico-hydrolienne de type Savonius tri-pales développée par la société Ecocinetic ont montrés que la méthode CFD peut être un outil d'aide à la prédiction des performances d'une hydrolienne, ils ont aussi permis de mettre en avant l'importance du choix de la méthode de mise en rotation de la turbine. En effet, si l'application d'une vitesse angulaire constante reste une approche satisfaisante pour évaluer d'une façon globale la plage de fonctionnement d'un système, ainsi que sa zone de fonctionnement optimale, cette dernière ne permet pas de capter de façon réaliste la dynamique fortement instationnaire du rotor lors de sa rotation, conduisant à une surestimation du couple hydrodynamique.

On montre que le calcul à chaque pas de temps de la position angulaire de la turbine, déterminée en cours de simulation par un couplage faible entre l'écoulement et la structure solide en rotation, est possible avec le code ANSYS FLUENT et permet d'avoir accès à certaines dynamiques instationnaires que ne peut reproduire l'approche précédente. Cette approche 6DOF permet par exemple, dans le cas de faibles valeurs de vitesse réduite et donc de décrochages dynamiques intenses ($\lambda=0,68$), de capter le comportement fortement instationnaire de la vitesse de rotation (Figure 7).

Elle permet aussi de déterminer, pour une vitesse de courant donnée, la vitesse de rotation libre, c'est à dire sans couple résistant ($M_r=0$), de l'hydrolienne. C'est une donnée importante dans la détermination des performances d'une hydrolienne, car elle permet d'estimer la vitesse de rotation qui correspond au point de fonctionnement optimal de la turbine. En effet, de par le profil parabolique des courbes de coefficient de puissance, on sait que cette vitesse «optimale» se situe à la moitié de la vitesse «libre». Ce point de

fonctionnement à rotation libre a été calculé pour $U_\infty=0,8 \text{ m.s}^{-1}$ et l'évolution de la vitesse angulaire en régime établi est présentée sur la Figure 8. La vitesse angulaire moyenne obtenue est de 81 tr.min^{-1} . Comparée à la vitesse relevée en essai dans le cas où la charge active sur le rotor est débrayée, soit 87 tr.min^{-1} , l'écart relatif à la mesure est de l'ordre de -7% ce qui est relativement satisfaisant.

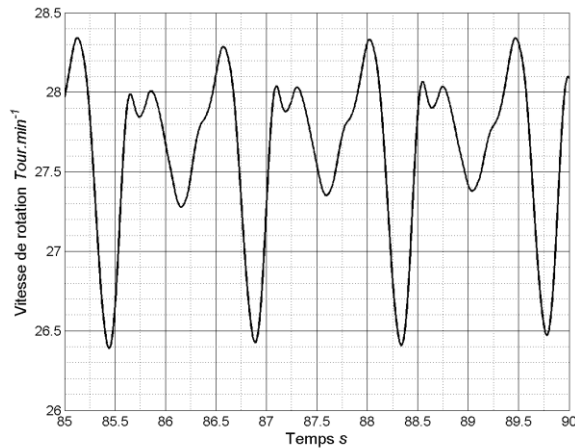


Figure 7. Approche 6DOF - $Mr=5,6 \text{ N.m.m}_z^{-1}$ - $\lambda=0,68$ - $U_\infty=0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

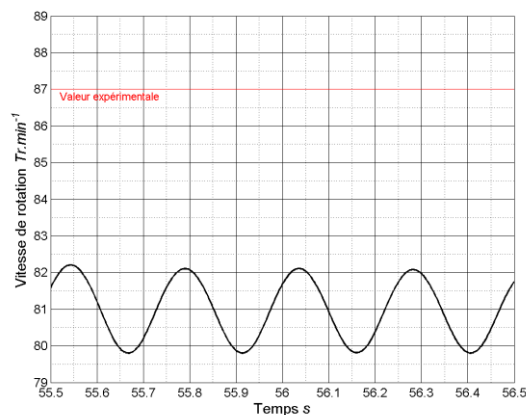


Figure 8. Approche 6DOF - Rotation libre ($Mr=0$) - $U_\infty=0,8 \text{ m.s}^{-1}$.

Références

- [AME 09] AMET E., Simulation numérique d'une hydrolienne à axe vertical de type Darrieus, Thèse de doctorat, Institut Polytechnique de Grenoble, 2009
- [LAI 10] LAIN S., OSORIO C., « Simulation and evaluation of a straight-bladed Darrieus-type cross flow marine turbine », *Journal of Scientific and Industrial Research*, vol. 69, 2010, p. 906-912.
- [LAN 86] LANEVILLE A., VITTECOQ P., « Dynamic stall : the case of the vertical axis wind turbine », *Journal of Solar Energy Engineering*, 108(2), 1986, p.140-145.
- [LEE 13] LEE Y., « Wind turbine simulation for time-dependant angular velocity, torque and power », *International Journal of Engineering Science and Technology*, vol. 5, n°02, 2013, p. 321-328.
- [MAR 07] MARTINAT G., Analyse physique et modélisations d'écoulements instationnaires turbulents autour de profils oscillants et d'éoliennes, Thèse de doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2007

[MOU 11] MOURIER F., NATTIER C., Agencement de pales d'un mobile tournant tel qu'une hydrolienne, European Patent, 2395231, 2011

[PAR 02] PARASCHIVOIUI I., *Wind turbine design. With emphasis on Darrieus concept*, Polytechnic International Press, 2002.

[ROA 11] ROA A. M., Analyse numérique des hydroliennes à axe vertical munies d'un carénage, Thèse de doctorat, Université de Grenoble, 2011

[VED 10] VEDRENNE J., Etude expérimentale d'une hydrolienne, rapport d'essai, septembre 2010, CRAIN La Rochelle, Nantes.

[WER 10] WERLE M. J., « Wind turbine wall-blockage performance corrections », *Journal of Propulsion and Power*, vol. 26(6), 2010, p. 1317-1321.