



15^{ÈMES} JOURNÉES DE L'HYDRODYNAMIQUE

22 - 24 novembre 2016 - Brest

Effets de la raideur structurelle sur la dynamique d'une hydrolienne à membrane ondulante

*Impact of structural stiffness on undulating energy tidal energy
converter dynamics*

Martin Träsch^{(1) (2) (3)} Astrid Déporte⁽³⁾, Grégory Germain⁽²⁾, Benoît
Gaurier⁽²⁾, Jean-Baptiste Drevet⁽³⁾

(1) ADEME. 20 avenue du Grésillé, BP90406 49004 Angers Cedex 01 France.

(2) IFREMER, Laboratoire Comportement des Structure en Mer (LCSM),
150 quai Gambetta, 62200 Boulogne-sur-Mer, France.

(3) Eel Energy SAS. 42 rue Monge, 75005 Paris, France. mtrasch@eel-energy.fr

Résumé

Un modèle expérimental d'hydrolienne à membrane ondulante à l'échelle $1/20^{\text{ème}}$ a été développé. Cette hydrolienne semi-rigide ondule lorsqu'elle est mise en interaction avec un fluide en mouvement. Le modèle expérimental permet d'étudier en conditions maîtrisées le fonctionnement de ce dispositif de récupération de l'énergie des courants marins.

Cette étude propose d'analyser les effets d'un changement de raideur de la membrane. La raideur participe à la transmission des efforts de la membrane aux convertisseurs. C'est donc un paramètre-clé à étudier attentivement pour optimiser le fonctionnement du système. Pour cela trois prototypes de raideurs différentes ont été testés dans le bassin d'essai à circulation de l'Ifremer à Boulogne-sur-Mer. Les effets sur le comportement dynamique de la structure, les efforts hydrodynamiques et une estimation de la puissance dissipée sont présentés.

Summary

An experimental model of a $1/20^{\text{th}}$ scale undulating membrane tidal energy converter has been developed. This semi-rigid tidal converter undulates when put in interaction with a flowing fluid. The experimental model enables to study the behaviour of this tidal energy converter in controlled environment.

Effects of a change of the membrane's stiffness are studied. Stiffness acts on the force transfer to the generators, it is thus a key parameter to optimize the system. Three prototypes of different stiffness have therefore been tested in Ifremer flume tank of Boulogne-sur-Mer. Effects on undulatory behaviour, hydrodynamic forces and power estimate are assessed.

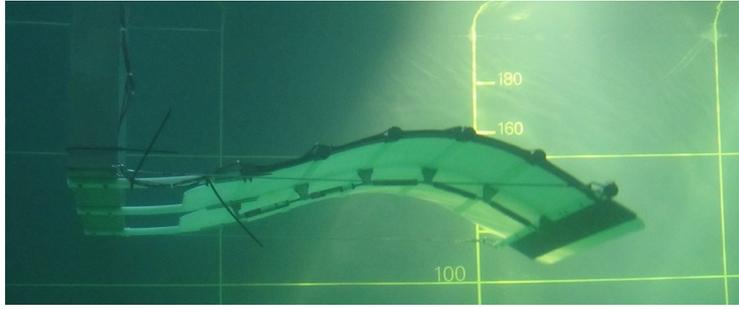


FIGURE 1 – Photographie du modèle expérimental à l'échelle 1/20ème

1 Dispositif expérimental

Le prototype à l'échelle 1/20^{ème} est composé d'une plaque en polyacétal de 0.8m x 0.8m. Pour avoir un mouvement en deux dimensions, elle est rigidifiée par des profilés en carbone/epoxy de 0.022m x 0.8m x 0.004m fixés au-dessous et au-dessus de la plaque, dans la direction transverse, tous les 0.16m. La plaque est fixée au milieu de la colonne d'eau par trois "bras" en polyacétal de 0.3m x 0.05m x 0.012m qui relient son bord amont à un cadre en inox qui sert de support (Figures 2 & 3). La structure est pré-contrainte par des câbles de compression qui la mettent en flambement dans la direction du courant. Les câbles mesurent 0.95 fois la distance du support au bord aval de la membrane, ce qui permet au prototype d'être initialement déformé et d'onduler à partir de vitesses de fluide relativement plus faibles [1].

Le modèle expérimental est équipé d'amortisseurs hydrauliques reproduisant l'effet de l'extraction d'énergie ayant lieu sur l'hydrolienne taille réelle avec des convertisseurs électromécaniques [2]. Ces amortisseurs sont actionnés par les ondulations de la membrane et permettent la dissipation d'énergie mécanique via des pertes de charges internes. Suivant l'amortissement appliqué, la membrane est équipée de zéro à trois lignes de douze amortisseurs qui sont situés sur et sous la ligne centrale de la membrane (une ligne sur la Figure 1, deux lignes sur la Figure 3). Ils sont préalablement caractérisés sur un banc de calibration pour déterminer leur fonction de transfert.

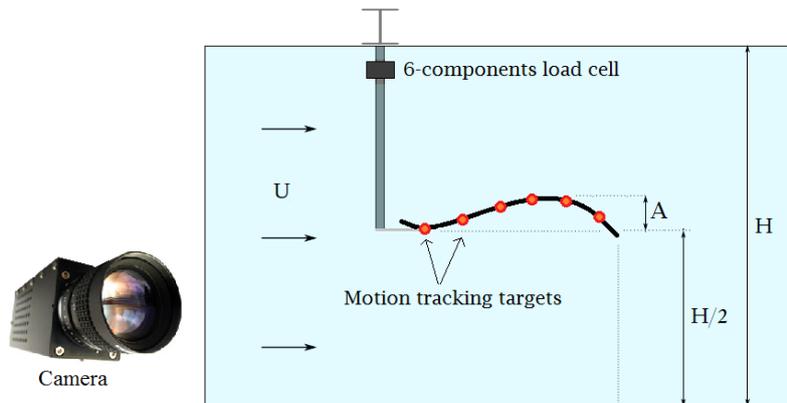


FIGURE 2 – Schéma du dispositif expérimental

Trois plaques de polyacétal d'épaisseurs $e_1 = 3mm$, $e_2 = 3.5mm$ et $e_3 = 4mm$, et donc de raideur différentes, sont utilisées dans cette étude. Les valeurs de raideur sont ici adimensionnalisées par la raideur la plus élevée ($k_3 = 25N/m$ pour $E = 3GPa$). Nous avons donc $k_1 = 0.42$, $k_2 = 0.67$, $k_3 = 1$, comme calculé par l'Eq. 1, où k est la raideur, E est le module d'élasticité, I le moment quadratique et L la longueur de la membrane. On ne prend pas en compte la raideur ajoutée par les amortisseurs ou les profilés transversaux.

$$k = \frac{EI}{L^3} \quad (1)$$

L'instrumentation utilisée est composée d'une balance six composantes fixée au support du prototype permettant de mesurer l'ensemble des efforts s'exerçant sur la structure et d'un système de trajectométrie qui permet de caractériser la dynamique du système en matière de trajectoire, d'amplitude et de fréquence d'ondulation (Figure 2). À partir du mouvement des accroches et des résultats de la calibration des amortisseurs, on peut estimer la puissance dissipée [2].

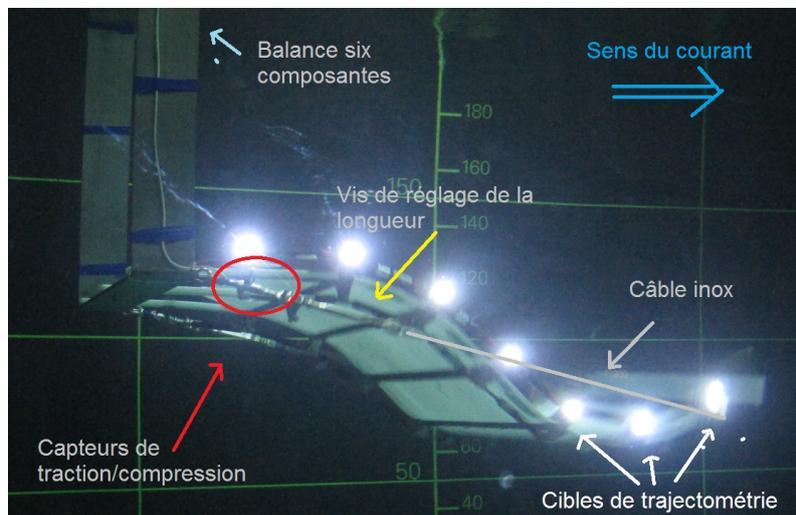


FIGURE 3 – Photographie légendée du dispositif expérimental

2 Influence de la raideur sur le comportement dynamique de la membrane

2.1 Étude du mouvement

Le système de trajectométrie est composé d'une caméra positionnée face à la fenêtre d'observation, sur le côté du bassin. La caméra filme le déplacement des cibles (sept LEDs), situées au niveau des accroches des amortisseurs (Figure 3). Les essais se déroulent sans autre source de lumière afin de faire ressortir les cibles sur les images. Les films sont ensuite traités avec le logiciel open source Blender qui permet de suivre les cibles pour extraire leurs coordonnées (x,y) à chaque pas de temps. La fréquence d'acquisition est de 40 Hz.

En absence d'indications contraires, les résultats présentés correspondent à une membrane équipée de trois lignes d'attaches et une ligne d'amortisseurs. Les paramètres adimensionnels suivant sont définis afin de présenter les résultats de trajectoire, L étant la longueur de la membrane, E son module d'Young et ρ_s sa densité :

- Position horizontale : $x^* = x/L$
- Position verticale : $y^* = y/L$
- Amplitude maximum d'ondulation : $A^* = A/L$
- Vitesse réduite du courant : $U^* = \frac{U}{\sqrt{E/\rho_s}}$

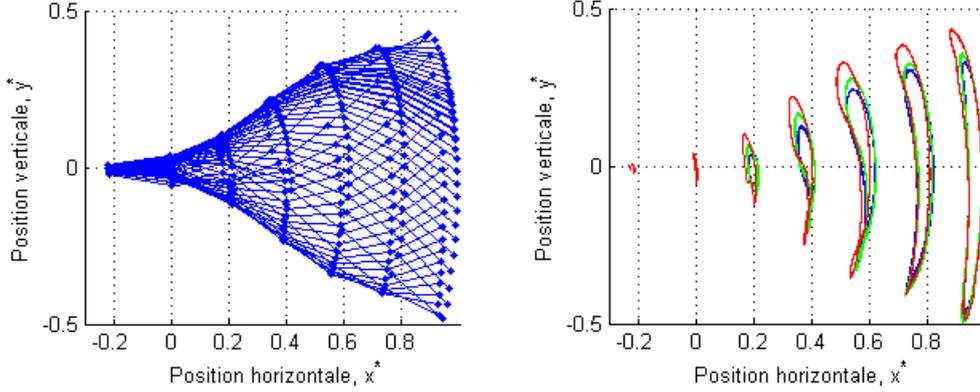


FIGURE 4 – Exemple de trajectoire à $U^* = 6.88.10^{-4}$. Gauche : Superposition des déformées de la membrane k_3 . Les marqueurs représentent la position des cibles. Droite : Trajectoire des cibles pour trois raideurs (bleu : k_1 , vert : k_2 , rouge : k_3)

La figure 4 montre les résultats de trajectométrie. Sur la figure de gauche la position des cibles au cours d'un cycle est représentée. Les cibles ont été reliées afin d'obtenir une superposition de 50 déformées de la membrane de raideur k_3 à $U^* = 6,88.10^{-4}$. Il y a une légère assymétrie vers les y négatifs liée à la force de gravité s'exerçant sur la structure. La figure de droite présente la trajectoire des cibles à $U^* = 6,88.10^{-4}$ pour les trois raideurs. Les trajectoires sont similaires pour les différentes raideurs, indiquant des ondulations sur un même mode, avec cependant une amplitude plus importante pour la membrane la plus raide. Ce résultat se retrouve sur la figure 5, qui représente l'amplitude maximum des ondulations en fonction de la vitesse réduite du courant, correspondant au déplacement de la cible en aval. Cette figure montre aussi que l'amplitude diminue lorsque la vitesse du fluide augmente, contrairement au cas d'un solide en porte-à-faux ([3], [4] et [7]).

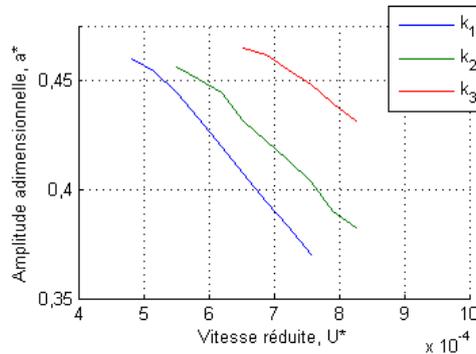


FIGURE 5 – Amplitude d'ondulation de la cible avale en fonction de la vitesse réduite pour les trois raideurs étudiées

Chacune des courbes présentée commence à la vitesse critique de démarrage des ondulations. Ainsi, plus la membrane est raide, plus elle démarre à une vitesse critique élevée. Cela rejoint les conclusions de Weaver [8] pour une plaque non contrainte, qui observe que le carré de la vitesse critique est proportionnel à la raideur.

2.2 Analyse fréquentielle

La fréquence principale d'ondulation est déterminée à partir d'une transformée de Fourier rapide (fft) sur le signal de déplacement vertical de la dernière cible car elle a la trajectoire la plus régulière et la plus ample. La figure 6 montre à gauche les fréquences principales d'ondulation adimensionnalisées ($f_p^* = f_p \frac{L}{U}$) en fonction de la vitesse du courant pour différentes raideurs. On remarque que la fréquence principale d'ondulation augmente quand la membrane est plus souple, au contraire de sa fréquence propre à vide. Cela montre la forte influence de la masse ajoutée de fluide dans la réponse du système. Cette masse ajoutée dépend de nombreux facteurs [6] et n'a pas été étudiée ici.

De plus, comme cela a déjà été remarqué pour des membrane non-contraintes [7] et pré-contraintes [2], la fréquence principale augmente avec la vitesse du courant. La figure 6 présente à droite le résultat de la fft à $U^* = 6,88 \cdot 10^{-4}$ pour les trois raideurs. Les résultats sont normalisés par l'amplitude et la fréquence de la composante principale, permettant ainsi d'évaluer l'importance des harmoniques par rapport à celle-ci (soit $a/a_p = 1$ à $f/f_p = 1$). Les harmoniques sont significativement plus importantes lorsque la membrane est plus raide.

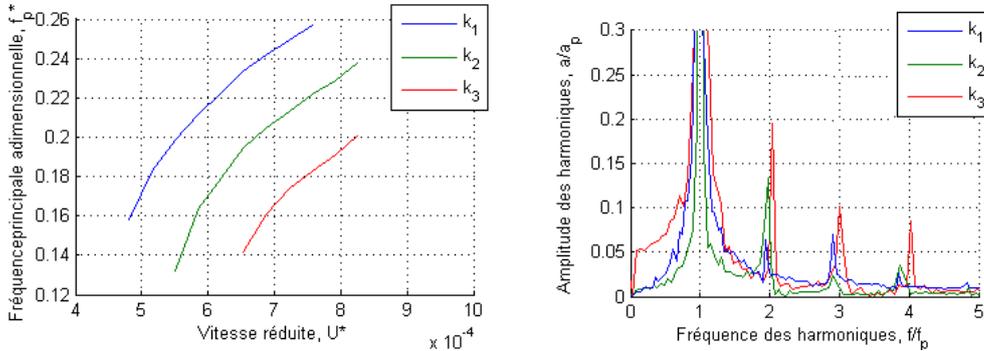


FIGURE 6 – Fréquences d'ondulation de la cible avale pour les trois raideurs étudiées

2.3 Effets sur la vitesse critique

Lors des essais, une attention particulière a été apportée à la vitesse critique de démarrage des ondulations. Cette vitesse est importante car plus elle est basse, plus elle va permettre d'augmenter le facteur de charge et d'ouvrir de nouvelles zones potentielles d'implantation de ce type d'hydrolienne. Ainsi l'influence de trois paramètres sur la vitesse critique a été étudiée : la raideur (k_1 à k_3) mais aussi la masse de la membrane (m_1 à m_3) et le coefficient d'amortissement (d_1 à d_3) (Table 1). Une augmentation de la valeur d'un de ces trois paramètres résulte dans l'augmentation de la vitesse critique, comme présenté sur la figure 7.

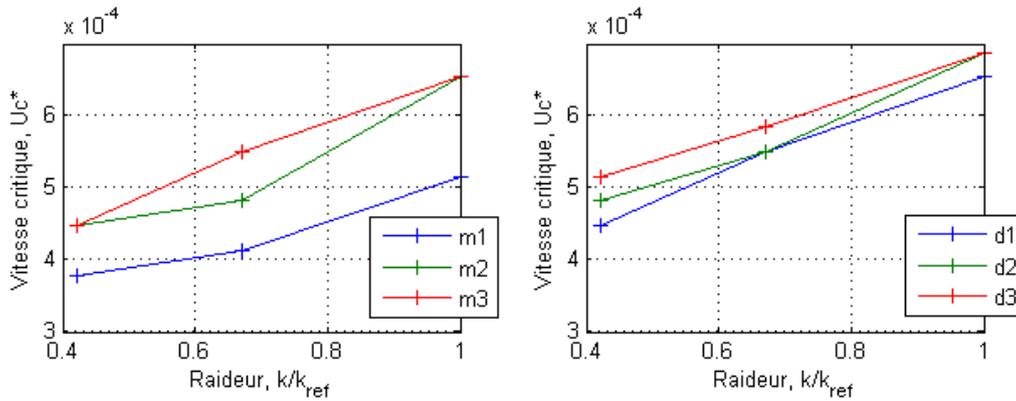


FIGURE 7 – Évolution de la vitesse critique en fonction de la raideur pour différentes masses et amortissements

La membrane peut actionner au moins trois lignes d’amortisseurs. Cela nous permet de faire varier dans un premier temps la masse de la membrane. Pour cela on fixe de zéro à trois lignes d’accroches de vérin, sans fixer dessus aucun amortisseur. Chaque ligne rajoute 13% de masse (Table 1). Dans un second temps nous pouvons faire varier l’amortissement en laissant les trois lignes d’accroches et en fixant dessus de zéro à trois lignes d’amortisseurs. Cette méthode est répétée pour chaque épaisseur de membrane afin de déterminer la vitesse critique en fonction de la raideur et de la masse.

Le problème de cette méthode est que les membranes d’épaisseurs différentes ne pèsent pas exactement le même poids et l’ajout d’amortisseurs s’accompagne forcément d’un ajout de masse. Il convient cependant de préciser que les accroches apportent la plupart de la masse supplémentaire et que ces ajouts de masse "parasites" liés à l’épaisseur ou à l’amortissement ne modifient pas les conclusions de l’étude, comme un examen approfondi de la Table 1 et de la Figure 7 permet de le montrer.

En effet on peut remarquer par exemple que le cas $k_3 - m_3 - D_1$ qui pèse $1.55 M$ démarre à $U_c^* = 6.5$ et que le cas $k_1 - m_3 - D_3$ pèse $1.77 M$ et démarre à $U_c^* = 5.1$. On voit bien que le premier cas est plus léger et moins raide mais démarre plus tard du fait des amortisseurs. On peut aussi comparer les cas $k_3 - m_1 - D_1$ ($1.15 M$, $U_c^* = 4.5$) et $k_1 - m_2 - D_1$ ($1.27 M$, $U_c^* = 5.1$) qui prouvent de même que la raideur de la membrane est un facteur de stabilité.

Paramètres	Spécificité	Masse absolue	Masse relative
$k_1 - m_1 - d_1$	3mm	6.13 kg	$1 M$
$k_2 - m_1 - d_1$	3.5mm	6.6 kg	$1.08 M$
$k_3 - m_1 - d_1$	4 mm	7.07 kg	$1.15 M$
$k_1 - m_1 - d_1$	0 ligne d’accroches	6.13 kg	$1 M$
$k_1 - m_2 - d_1$	2 lignes d’accroches	7.77 kg	$1.27 M$
$k_1 - m_3 - d_1$	3 lignes d’accroches	8.59 kg	$1.4 M$
$k_1 - m_3 - d_1$	0 ligne d’amortisseurs	8.59 kg	$1.4 M$
$k_1 - m_3 - d_2$	2 lignes d’amortisseurs	10.07 kg	$1.64 M$, $1.17 m_3$
$k_1 - m_3 - d_3$	3 lignes d’amortisseurs	10.81 kg	$1.76 M$, $1.26 m_3$

TABLE 1 – Table des masses supplémentaires appliquées à la membrane

Il faut enfin noter que les amortisseurs hydrauliques ne sont pas parfaitement linéaires et subissent des frottements mécaniques à l'actionnement, ajoutant ainsi de la raideur au système. Bien que la force à vide soit faible devant la force d'amortissement des vérins, il n'est pas sûr que l'augmentation de la vitesse critique vienne de l'amortissement pur, mais bien de l'ajout d'amortisseurs avec leur masse et raideur ajoutées.

2.4 Influence de la raideur sur les efforts hydrodynamiques

La Figure 8 présente l'évolution des coefficients de trainée (à gauche) et de portance (à droite) à $U^* = 6.88 \cdot 10^{-4}$ pendant une période d'ondulation pour les trois raideurs étudiées. Ces courbes montrent que les forces sont instationnaires, avec des résultats comparables à [6]. Nous utiliserons donc deux paramètres par la suite pour décrire les efforts subis par la structure : le coefficient de force moyen (Eq. 2 & 4) et le coefficient de force instationnaire (Eq. 3 & 5), correspondant à l'amplitude du coefficient de force. Dans ces équations, F_d est la force de trainée, F_l est la force de portance, T la période d'ondulation, l la largeur de la membrane et ρ la densité du fluide.

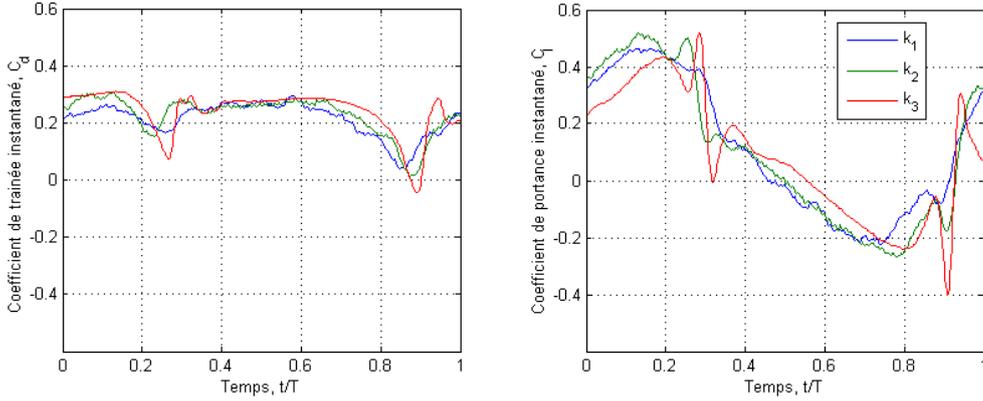


FIGURE 8 – Évolution des coefficients de trainée et de portance sur une période d'ondulation, à $U^* = 6.88 \cdot 10^{-4}$, pour les trois raideurs étudiées

La Figure 8 montre aussi que la trainée évolue avec une fréquence double comparée à la portance (et à la déformée) et que la membrane la plus raide subit des perturbations plus importantes au moment du renversement, expliquant ainsi l'importance des harmoniques observées précédemment.

$$\overline{C_d} = \left(\int_t^{t+T} \frac{F_d}{0.5\rho L l U^2} dt \right) / T \quad (2)$$

$$\Delta(C_d) = \frac{\max(F_d) - \min(F_d)}{\rho L l U^2} \quad (3)$$

$$\overline{C_l} = \left(\int_t^{t+T} \frac{F_l}{0.5\rho L l U^2} dt \right) / T \quad (4)$$

$$\Delta(C_l) = \frac{\max(F_l) - \min(F_l)}{\rho L l U^2} \quad (5)$$

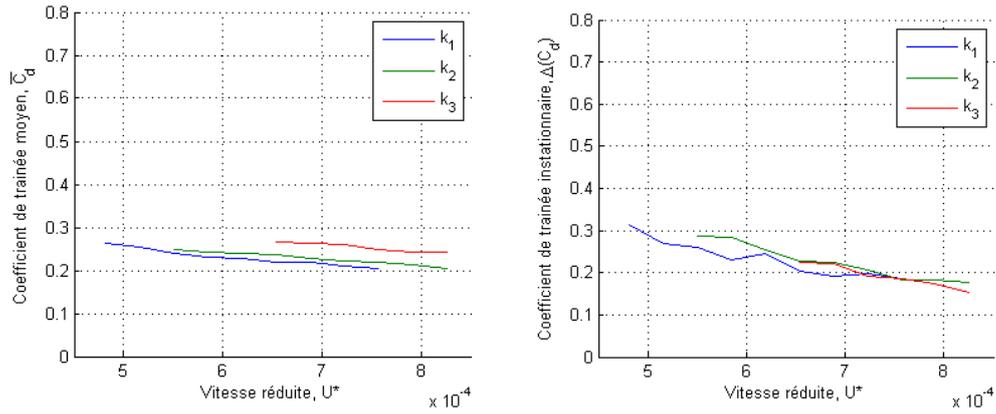


FIGURE 9 – Évolution des coefficients de trainée en fonction de U^* pour les trois raideurs étudiées

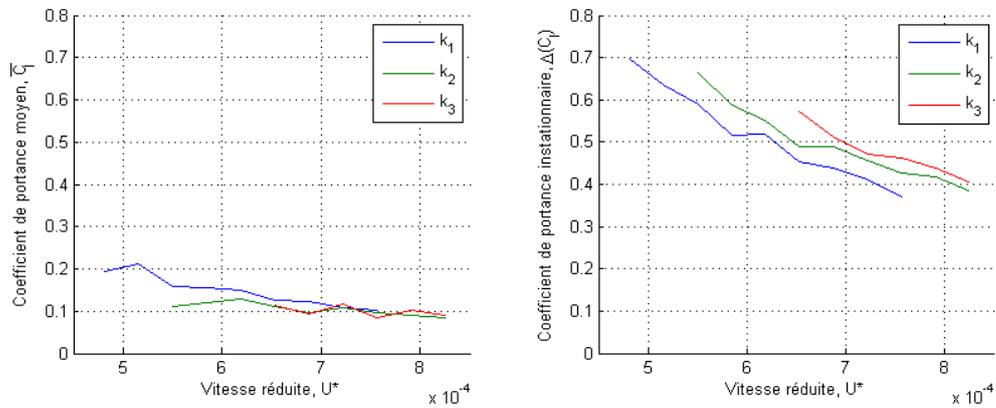


FIGURE 10 – Évolution des coefficients de portance en fonction de U^* pour les trois raideurs étudiées

Les Figures 9 et 10 représentent les coefficients moyens (à gauche) et instationnaires (à droite) de trainée (en haut) et de portance (en bas) en fonction de la vitesse réduite. Ces figures confirment que la membrane la plus raide génère des efforts plus importants, notamment en ce qui concerne l'amplitude, et donc l'effort maximum. Il est aussi notable que l'amplitude des efforts soit plus importante que leurs valeurs moyennes. Ceci peut amener à des coefficients de trainée instantanés négatifs. Enfin la variabilité de la portance est très importante comparée à celle de la trainée et est donc l'effort dominant dans ce système.

3 Estimations de puissance

Comme illustré sur la Figure 11, la raideur donnant les meilleurs résultats de puissance est k_1 , correspondant à la membrane la plus souple. Bien que cette souplesse améliore le couplage fluide/structure/convertisseurs, il existe une limitation de la transmission de l'énergie liée à des déformations structurales locales et/ou internes. Cependant, en augmentant le nombre d'amortisseurs et à partir d'une certaine vitesse réduite, les courbes de puissance des trois raideurs convergent. Cela pourrait être dû aux frottements mécaniques générés par l'actionnement des vérins, qui ajoutent de la raideur au système. Cette "raideur ajoutée" pourrait devenir dominante à partir d'un certain seuil. Enfin on peut aussi noter que les coefficients de puissance sont presque constants en fonction de la vitesse dès $U^* > U_c^*$. C'est-à-dire dès que la "zone de démarrage" est dépassée. Les puissances les plus intéressantes sont obtenues avec une seule ligne d'amortisseurs, ce qui permet aussi de fonctionner à plus basse vitesse de courant.

$$C_p = \frac{P}{0.5\rho L U^3} \quad (6)$$

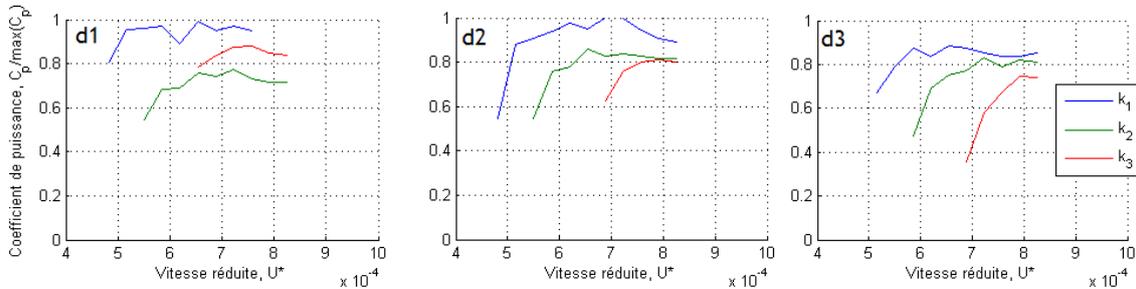


FIGURE 11 – Évolution des estimations de puissance en fonction de U^* pour les trois raideurs étudiées. 1 ligne d'amortisseurs à gauche, 2 lignes au centre, 3 lignes à droite

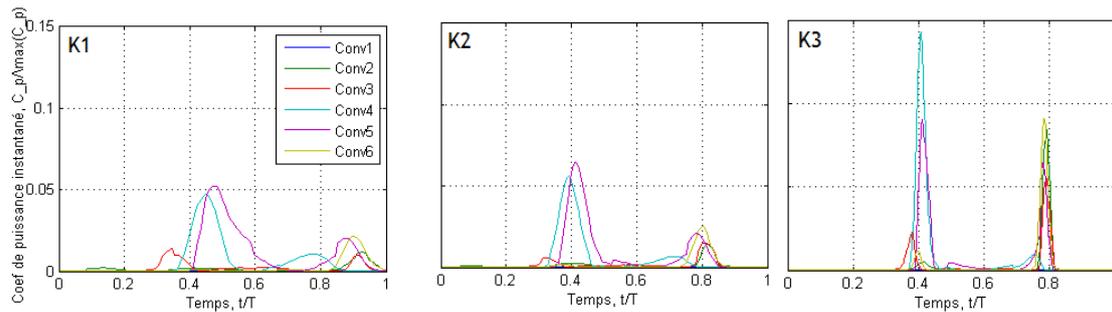


FIGURE 12 – Évolution de la puissance instantanée en fonction du temps pour chaque amortisseur

La Figure 12 montre la puissance dissipée par convertisseur au cours d'un cycle. Cette figure, composée de trois graphes pour les trois raideurs, montre que la répartition est très différente suivant ce paramètre. La puissance instantanée maximum est moins grande pour la membrane souple, mais la puissance est mieux répartie à la fois dans le temps et le long de la membrane. Cela résulte dans un comportement plus fluide et une puissance totale dissipée plus importante.

4 Conclusions et perspectives

Cette étude permet de montrer qu'il y a de nombreux avantages à déterminer avec attention la raideur d'une hydrolienne à membrane ondulante, et donc à sélectionner avec soin les matériaux qui la composent ainsi que ses dimensions. En effet la raideur est au centre de l'interaction entre le fluide et la structure et agit par conséquent sur la dynamique de la membrane et de l'écoulement autour de celle-ci. La raideur a une influence sur la stabilité de la membrane au sein d'un écoulement et donc sur la vitesse critique de démarrage, sur la fréquence et l'amplitude des ondulations, sur les efforts qu'elle subit et in fine sur son rendement.

Cette étude est cependant limitée car elle ne se concentre que sur une petite gamme de raideur, avec uniquement trois valeurs testées. Il conviendrait de poursuivre cette étude en testant plus de configurations pour déterminer l'optimum de raideur. En effet on aurait tendance à penser qu'une membrane trop souple ne transmettrait pas suffisamment les efforts aux convertisseurs. À grande vitesse, des déformations locales de la membrane ont été observées aux pieds des convertisseurs, ce qui tendrait à confirmer qu'elle se trouverait déjà à une raideur inférieure à l'optimum. Il convient aussi de se demander si l'épaisseur joue aussi un rôle sur d'autres paramètres, en considérant que le matériau n'est pas élastique pur. Une différence d'épaisseur peut induire une différence dans l'amortissement interne, par exemple. Enfin, il serait intéressant de faire des essais pour observer si les effets de la raideur se maintiennent quand on fait varier d'autres paramètres (la longueur des câbles de compression, ou le système de fixation de la membrane, par exemple).

Remerciements : Les auteurs souhaitent remercier l'Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie et Eel Energy pour leur soutien ainsi que Jean-Valéry Facq et Thomas Bacchetti pour leur aide et leurs précieux conseils lors des essais.

Références

- [1] A. Deporte, M. Träsch, G. Germain, J-B. Drevet. Etude d'une hydrolienne à membrane ondulante à convertisseurs linéaires. *Journées de l'Hydrodynamiques*, 2014.
- [2] A. Deporte. Caractérisation du fonctionnement d'une hydrolienne à membrane ondulante pour la récupération de l'énergie des courants marins. *Thèse de l'Université de Bretagne Occidentale*, 2016.
- [3] C. Eloy, R. Lagrange, C. Souilliez, L. Schouveiler. Aeroelastic instability of cantilevered flexible plates in uniform flow. *J. Fluid Mech.*, 2008.
- [4] M. Shelley, N. Vandenberghe, and J. Zhang. Heavy Flags Undergo Spontaneous Oscillations in Flowing Water. *Physical Review Letters*, 2005.
- [5] K. Singh, S. Michelin, E. de Langre. The effect of non-uniform damping on flutter in axial flow and energy harvesting strategies. *Proc. R. Soc. A*, 2012.
- [6] E. Virot. Flottement de drapeau : dynamique et couplage. *Thèse de l'École Polytechnique*, 2015.
- [7] Y. Watanabe. An experimental study of Paper Flutter. *Journal of Fluids and Structures*, 2002.
- [8] D. S. Weaver and T. E. Unny. The Hydroelastic Stability of a Flat Plate *Journal of Applied Mechanics*, 1970.