



HAL
open science

Contribution à la récupération de l'énergie des vagues

Aurélien Babarit

► **To cite this version:**

Aurélien Babarit. Contribution à la récupération de l'énergie des vagues. Mécanique des fluides [physics.class-ph]. Université de Nantes, 2016. tel-01443290

HAL Id: tel-01443290

<https://hal.science/tel-01443290>

Submitted on 3 Aug 2017

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Aurélien BABARIT

*Mémoire présenté en vue de l'obtention
De l'Habilitation à Diriger des Recherches de l'Université de Nantes
sous le sceau de l'Université Bretagne Loire*

École doctorale : Sciences Pour l'Ingénieur, Géosciences, Architecture

Discipline : Mécanique des milieux fluides

Unité de recherche : Laboratoire d'Hydrodynamique, d'Energétique et d'Environnement Atmosphérique

Soutenue le 2 décembre 2016

Contribution à la récupération de l'énergie des vagues

JURY

Président : **Benoit Michel**, Professeur, Ecole Centrale de Marseille

Rapporteurs : **De Roeck Yann Hervé**, Directeur Général, France Energies Marines
Dias Frédéric, Professeur, University College Dublin
Michelin Sébastien, Professeur, Ecole Polytechnique Palaiseau

Examineurs: **Ben Ahmed Hamid**, Professeur, Ecole Normale Supérieure Rennes
Le Touzé David, Professeur, Ecole Centrale de Nantes
Schoefs Franck, Professeur, Université de Nantes

Mémoire d'Habilitation à Diriger des Recherches

Aurélien Babarit

29 septembre 2015

Table des matières

Préambule	7
I Manuel de récupération de l'énergie des vagues	9
Introduction	11
1 Potentiel : gisement énergétique et marchés	13
1.1 La ressource énergie des vagues	13
1.1.1 Représentation mathématique : le modèle de houle d'Airy	13
1.1.2 Caractérisation de la houle en mer	16
1.1.3 Cartographie de la ressource énergie des vagues	19
1.2 Éléments de marché	22
1.2.1 Adéquation ressource et prix de l'électricité	22
1.2.2 Réduction des coûts par phénomène d'apprentissage	23
1.2.3 Marchés alternatifs et de niches.	24
1.3 Conclusion	24
2 Perspective historique de la récupération de l'énergie des vagues	27
2.1 Avant 1973 : la préhistoire	27
2.2 1973 - 1985 : l'époque moderne	29
2.3 1985 - 1998 : le creux de la vague	37
2.4 1998 - 2012 : le déferlement de technologies	38
2.4.1 En Europe	41
2.4.2 Dans le reste du monde	48
2.5 2012 - 2014 : une crise de confiance	53
2.6 Conclusion : en 2015, le renouveau?	53
3 Les principes et les technologies de récupération de l'énergie des vagues	55
3.1 Classification des systèmes de récupération de l'énergie des vagues	55
3.2 Les principes de fonctionnement	58
3.2.1 Systèmes à déferlement	58
3.2.2 Colonne d'eau oscillante	59
3.2.3 Systèmes actionnés par la houle	60
3.3 Nouvelles tendances	68
3.3.1 Systèmes de grandes dimensions supportant de nombreux houlomoteurs	68
3.3.2 Systèmes souples ou déformables	70
3.3.3 Systèmes hybrides	73
3.4 Conclusion	75
4 Performance énergétique des systèmes houlomoteurs	77
4.1 La notion de largeur de capture et de largeur de capture relative	77
4.2 La récupération de l'énergie des vagues comme un interférence d'ondes	78
4.3 Maximum théorique pour la large de capture relative dans le cas bidimensionnel	79

4.4	Maximum théorique pour la largeur de capture relative dans le cas tridimensionnel	82
4.4.1	Cas des systèmes à flotteurs axisymétriques dont l'axe est vertical	82
4.4.2	Cas général	85
4.4.3	Contraintes pratiques, limite de Budal	92
4.5	Performance énergétique et largeurs de capture relative observées en conditions réalistes	93
4.6	Comparaison technico-économique d'une sélection représentative de systèmes houlomoteurs	98
4.7	Conclusions	101
Conclusion		103
Appendices		105
A Rappels sur la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre		107
A.1	Position du problème	107
A.2	Hypothèses	107
A.3	Le problème aux limites pour le potentiel de vitesse	107
A.4	Equation intégrale pour le potentiel de vitesse	108
A.4.1	Fonction de Green en profondeur infinie	108
A.4.2	Fonction de Green en profondeur finie	109
A.5	Coefficients de champ lointain, fonction de Kochin	110
A.6	Flux d'énergie dans le champ lointain	111
A.7	Bilan d'énergie	113
Bibliographie		115
II Synthèse des activités		121
5 Curriculum Vitae		123
6 Activités de recherche		127
6.1	Le projet SEAREV (2002 - 2008)	127
6.2	Recherche et animation de la thématique en énergie des vagues au LMF/LHEEA (2009 - aujourd'hui)	128
6.2.1	Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements	129
6.2.2	Interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs	130
6.2.3	Contrôle des systèmes houlomoteurs	132
6.2.4	Etude des performances énergétiques et technico-économiques des systèmes houlomoteurs	135
6.3	Perspectives	136
7 Encadrement, participation à l'enseignement, organisation de colloques ou écoles, à la diffusion des connaissances		137
7.1	Participation à l'enseignement	137
7.2	Encadrement de doctorants	138
7.3	Actions de diffusion de la culture scientifique et technique	139
8 Listes des publications		141
8.1	Publications associés au thème « SEAREV »	141
8.2	Publications associés au thème « Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements »	142

8.3	Publications associés au thème « Interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs »	143
8.4	Publications associés au thème « Contrôle des systèmes houlomoteurs »	144
8.5	Publications associés au thème « Etude des performances énergétiques et technico-économiques des systèmes houlomoteurs »	145
8.6	Autres thèmes	146
9	Publications choisies	149

Préambule

Je suis tombé dans l'énergie des vagues en 2001, au détour d'une digression lors d'un cours d'Alain Clément sur la propagation de houle en troisième année du cycle ingénieur de l'École Centrale de Nantes. Ce fut l'événement déclencheur qui me décida à m'investir dans la recherche sur cette forme d'énergie renouvelable.

Près de 14 ans plus tard, à l'heure de rédiger ce mémoire en vue d'obtenir l'habilitation à diriger des recherches, je mesure la chance que j'ai eu de pouvoir travailler sur ce thème à une époque où les conférences spécialisées n'attiraient qu'une soixantaine de chercheurs. En un peu plus d'une dizaine d'années, le public de ces conférences a été multiplié par dix, témoignant de l'accroissement spectaculaire de l'intérêt pour les énergies marines renouvelables dont fait partie l'énergie des vagues. Ce dynamisme a évidemment contribué à faire de la période écoulée une époque très intéressante, scientifiquement mais aussi humainement.

Depuis 2010, j'ai l'opportunité de partager ma vision de la récupération de l'énergie des vagues avec les étudiants élèves-ingénieurs de l'École Centrale de Nantes lors d'interventions dans les cours de deuxième et troisième année, ainsi que dans le cadre d'écoles thématiques sur la modélisation des systèmes houlomoteurs que j'ai organisé ou co-organisé. Ce cours est unique au monde par son contenu. Il n'existait jusque là que sous la forme de planches. Il se compose de deux parties (cf paragraphe 7.1) dont la première consiste en une introduction détaillée de la récupération de l'énergie des vagues. Pour ce mémoire d'habilitation à diriger des recherches, il m'a paru intéressant de coucher sur la papier cette première partie. En effet, il n'existe pas, à notre connaissance, de document équivalent en France comme à l'étranger. Là était l'idée initiale. Ensuite, au cours du processus de rédaction, ce mémoire s'est étoffé par rapport au contenu du cours et le résultat est significativement plus complet. De fil en aiguille, on est même arrivé à des résultats que l'on pense originaux (cf paragraphe 4.4.2) et que nous nous efforcerons de publier dans les prochains mois.

La seconde partie de ce dossier est constitué d'un curriculum vitae détaillé, d'une synthèse de mes activités de recherche et de mes activités d'enseignement, de ma liste de publications, et de quelques publications choisies.

Première partie

Manuel de récupération de l'énergie
des vagues

Introduction

Par ce que quarante années de recherche en récupération de l'énergie des vagues n'ont toujours pas permis de converger vers une solution technologique satisfaisante, il nous a semblé utile de rassembler dans cet ouvrage l'état de l'art des connaissances et des développements dans le domaine. Ce travail s'adresse aux étudiants, chercheurs, développeurs, industriels et décideurs, et on espère qu'il leur apportera les clefs de compréhension dans un domaine qui est souvent perçu comme confus par les observateurs extérieurs. Cet ouvrage est le résultat de treize années de recherche et cinq années d'expérience à enseigner ce sujet notamment aux élèves-ingénieurs de deuxième et troisième année de l'Ecole Centrale de Nantes.

Dans le premier chapitre, on aborde le potentiel de l'énergie des vagues à la fois du point de vue de la ressource énergétique et du marché de l'électricité. L'objectif est d'une part de fixer les idées quant aux caractéristiques et aux ordres de grandeur de la ressource que l'on souhaite exploiter, mais aussi de prendre conscience des contraintes économiques auxquelles sont confrontées toutes les technologies de production d'énergie électrique renouvelable.

Dans le second chapitre, on dresse une perspective historique de la récupération de l'énergie des vagues. Un premier objectif est d'une part d'alerter le lecteur néophyte, peut-être porteur d'un nouveau concept de centrale houlomotrice, sur la nécessité de tirer les leçons du passé. Un second objectif est de lutter contre cette idée fausse que l'énergie des vagues serait une énergie *nouvelle*.

Dans le troisième chapitre, on présente les principes de fonctionnement des systèmes de récupération de l'énergie des vagues qui ont été inventés jusqu'à aujourd'hui. On commence par les principes de fonctionnement classiques dans le sens où certains ont déjà été mis en oeuvre il y a plus de trente ans. Ensuite, on présente ce qui nous semble être de nouvelles tendances, peut-être porteuses de rupture technologique sur le coût de cette énergie.

Enfin, dans le quatrième chapitre, on s'intéresse à la performance énergétique des centrales houlomotrices. On l'aborde dans un premier temps à travers le prisme des aspects théoriques, puis on confronte ces résultats analytiques aux performances énergétiques qui ont pu être observées sur des machines en conditions réalistes. Enfin, puisque dans l'absolu le critère déterminant est le coût de l'énergie, on termine par une étude comparant une sélection de centrales houlomotrice d'un point de vue technico-économique.

Chapitre 1

Potentiel : gisement énergétique et marchés

Sommaire

1.1	La ressource énergie des vagues	13
1.1.1	Représentation mathématique : le modèle de houle d’Airy	13
1.1.2	Caractérisation de la houle en mer	16
1.1.3	Cartographie de la ressource énergie des vagues	19
1.2	Éléments de marché	22
1.2.1	Adéquation ressource et prix de l’électricité	22
1.2.2	Réduction des coûts par phénomène d’apprentissage	23
1.2.3	Marchés alternatifs et de niches.	24
1.3	Conclusion	24

Dans ce chapitre, on s’intéresse au potentiel de l’énergie des vagues à la fois du point de vue de la ressource énergétique et du marché de l’électricité. Dans un premier temps, on procède à des rappels de génie océanique sur la houle et les vagues, nécessaires pour aborder la caractérisation de la ressource énergétique. Ensuite, on discute le gisement énergétique et sa répartition sur le globe. Enfin, le coût de l’énergie des solutions techniques actuelles est mis en balance avec le prix sur le marché de détail de l’énergie afin de discuter les potentialités économiques.

1.1 La ressource énergie des vagues

1.1.1 Représentation mathématique : le modèle de houle d’Airy

Dans le contexte de la récupération de l’énergie des vagues, l’élément de base pour décrire les vagues est le modèle de houle d’Airy, appelé aussi houle régulière. L’écoulement correspondant à la propagation d’une houle d’amplitude A et de direction faisant un angle β avec l’axe x est décrit par le potentiel de vitesse $\Phi_0(M, t)$:

$$\Phi_0(M, t) = \Re \left(-\frac{ig}{\omega} A f_0(z) e^{i(m_0(x \cos \beta + y \sin \beta) - \omega t + \varphi_0)} \right) \quad (1.1)$$

avec g la gravité, $\omega = \frac{2\pi}{T}$ la pulsation de la houle, $m_0 = \frac{2\pi}{\lambda}$ le nombre d’onde, φ_0 la référence de phase et $f_0(z)$ une fonction dépendant de la coordonnée verticale z . Cette dernière fonction s’écrit $f_0(z) = \frac{\cosh((m_0(z+h))}{\cosh(m_0h)}$ avec h la profondeur d’eau dans le cas de profondeur finie, et $f_0(z) = e^{m_0z}$ en grande profondeur.

L’élévation de surface libre $\eta(x, y, t)$ s’obtient à l’aide de la version linéarisée de la condition cinématique de surface libre :

$$\eta(x, y, t) = -\frac{1}{g} \frac{\partial \Phi}{\partial t} \Big|_{z=0} = \Re \left(A e^{i(m_0(x \cos \beta + y \sin \beta) - \omega t + \varphi_0)} \right) \quad (1.2)$$

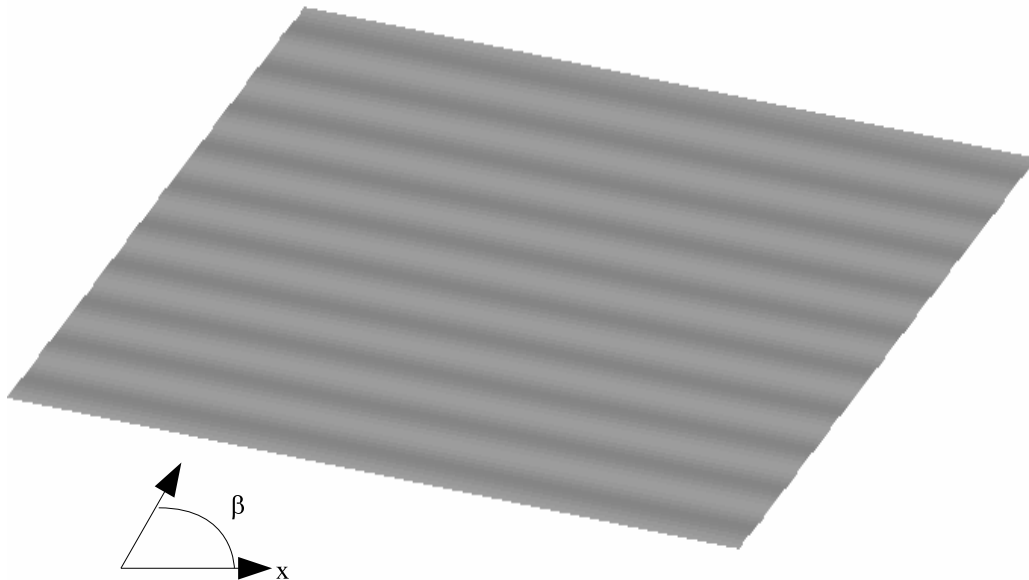


FIGURE 1.1 – Illustration de la déformée de surface libre pour le modèle de houle d’Airy.

La figure 1.1 illustre la déformée de surface libre correspondante à ce modèle de houle. On voit qu’il s’agit d’une onde régulière et cylindrique.

La composante dynamique de la pression s’obtient à l’aide de la version linéarisée de la formule de Bernoulli :

$$p(M, t) = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t} = \Re \left(\rho g A f_0(z) e^{i(m_0(x \cos \beta + y \sin \beta) - \omega t + \varphi_0)} \right) = f_0(z) \eta(x, y, t) \quad (1.3)$$

avec ρ la masse volumique de l’eau. On constate que la composante dynamique de la pression est proportionnelle à l’élévation de surface libre. Le coefficient de proportionnalité est la fonction $f_0(z)$. Dans le contexte de la récupération de l’énergie des vagues, on peut donc alors déjà émettre les remarques suivantes :

- Pour des profondeurs d’eau grande devant la longueur d’onde ($h > \frac{\lambda}{2}$ en pratique), l’effet de la houle est maximal à la surface libre et s’amortit au fur et à mesure que l’on descend dans la colonne d’eau. Un système houlomoteur a donc tout intérêt à être localisé proche de l’interface pour bénéficier au mieux de la ressource.
- Pour des profondeurs finies ($h < \frac{\lambda}{2}$), l’effet de la houle se fait sentir dans toute la profondeur d’eau. Un système houlomoteur peut donc être placé à une profondeur quelconque dans la colonne d’eau, y compris au fond, tout en ayant accès à la ressource.

Dans le modèle de houle d’Airy, la période temporelle ($\omega = \frac{2\pi}{T}$) et la période spatiale (longueur d’onde $m_0 = \frac{2\pi}{\lambda}$) sont reliées par la relation de dispersion :

$$\omega^2 = m_0 g \tanh(m_0 h) \quad (1.4)$$

En grande profondeur, la longueur d’onde peut donc s’écrire de manière approchée $\lambda \approx 1.56T^2$. Typiquement, les périodes de houle sont de l’ordre de 10^1 secondes. Les longueurs d’onde des vagues dont l’on souhaite récupérer l’énergie sont donc de l’ordre de 10^2 mètres, c’est-à-dire de l’ordre de la centaine de mètres. On a donc affaire à des phénomènes dont l’échelle horizontale est grande, en particulier par rapport à la échelle verticale, puisque les hauteurs de vagues sont typiquement de l’ordre du mètre en conditions les plus fréquentes¹

1. Des vagues de l’ordre de la dizaine de mètres sont bien évidemment possibles, mais correspondent à des conditions de tempête, donc moins caractéristiques du phénomène et de la ressource.

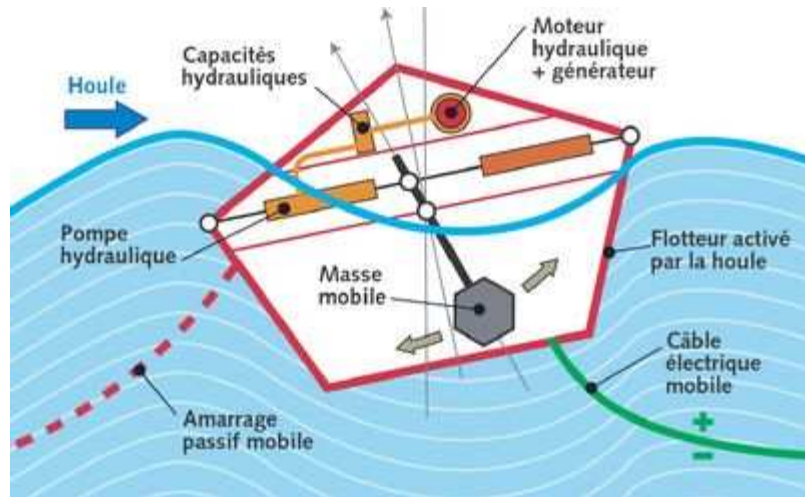


FIGURE 1.2 – Schéma naïf illustrant le principe de fonctionnement de la centrale houlomotrice SEAREV. Les longueurs caractéristiques de la houle sont complètement irréalistes (la cambrure est notamment largement au delà de la limite du déferlement, la longueur d’onde correspond à des vagues de l’ordre de 4 secondes de période pour lesquelles le niveau de ressource est anecdotique). Ce type d’approximation est dangereux car il peut conduire à des contre-sens sur le principe de fonctionnement des machines. Ainsi, dans le cas du SEAREV, c’est la résonance en tangage qui permet d’obtenir des oscillations de grande amplitude (et non pas ces déferlantes qui n’existent que dans l’esprit de l’auteur de ce dessin).

Ces ordres de grandeurs sont importants à garder en tête. En effet, on voit parfois des représentations naïves de la houle avec des cambrures (rapport de l’échelle verticale à l’échelle horizontale) irréalistes, ou des longueurs d’ondes largement sous-estimés (voir la figure 1.2 par exemple). Ces approximations sont dangereuses, car la remise à l’échelle correcte peut conduire à remettre en cause le principe même de fonctionnement des machines (par exemple en raison de dimensions devenant irréalistes).

Toujours dans le cadre du modèle de houle d’Airy, on peut calculer le flux d’énergie transportée par la houle. Il est d’usage de caractériser le flux moyen J à travers une surface perpendiculaire à la direction de propagation de la houle, de hauteur égale à la profondeur d’eau et de largeur un mètre. En grande profondeur, on obtient :

$$J_{\infty} = \frac{1}{8\pi} \rho g^2 A^2 T \quad (1.5)$$

que l’exprime en général en kW/m de front d’onde (ligne de crête des vagues).

On remarque que la puissance transportée augmente avec le carré de l’amplitude de la houle et proportionnellement à la période. Ainsi, à amplitude équivalente, plus les vagues sont longues (donc plus la dynamique est lente), et plus l’énergie transportée est importante. Cet aspect est notable dans un contexte mécanique, car assez inhabituel. En effet, imaginons que l’on souhaite faire osciller horizontalement une masse. Il sera plus aisée de le faire avec des oscillations de grande période que de petite période, car la puissance à mettre en œuvre sera plus faible dans le cas à dynamique lente que dans le cas à dynamique rapide. C’est l’inverse quand il s’agit de la puissance transportée par la houle.

En profondeur finie, le flux moyen d’énergie J_h est modulée par une fonction $D_0(m_0h)$ dépendant de la profondeur d’eau et du nombre d’onde par rapport au flux moyen en profondeur finie. Il s’écrit :

$$J_h = \frac{1}{8\pi} \rho g^2 A^2 T \left(\tanh(m_0h) + \frac{m_0h}{\cosh^2(m_0h)} \right) = J_{\infty} D_0(m_0h) \quad (1.6)$$



FIGURE 1.3 – Photographie de la surface de la mer

1.1.2 Caractérisation de la houle en mer

Alors que le modèle de houle d'Airy prédit une déformée de surface libre régulière et cylindrique, on peut voir sur la photographie de la surface de l'océan 1.3 que la réalité de la houle en mer est beaucoup plus complexe. On parle alors de houle irrégulière. Hauteur et période varient vague après vague et il n'est donc pas pertinent de chercher à caractériser les réalisations temporelles de la houle. On la caractérise plutôt à travers son spectre d'énergie $S(f, \theta)$, où f est la fréquence et θ est la direction de propagation. En effet, les observations réalisées lors de campagne de mesures en mer ont montré que, contrairement aux réalisations temporelles, ce spectre d'énergie est relativement stationnaire sur des durées de l'ordre de l'heure.

On laisse de côté pour le moment les considérations liées à la directionnalité. Les observations ont montré que le spectre d'énergie en fréquence présente une forme caractéristique que l'on peut décrire mathématiquement. Différentes formulations ont été proposées, les plus utilisées dans le contexte de l'énergie des vagues sont les spectres de Bretschneider ou JONSWAP :

$$S_{Bretschneider}(f) = \frac{5}{16} \frac{H_s^2}{T_p^4} \frac{1}{f^5} e^{-\frac{5}{4} \frac{1}{f^4}} \quad (1.7)$$

$$S_{JONSWAP}(f) = \alpha \frac{5}{16} \frac{H_s^2}{T_p^4} \frac{1}{f^5} e^{-\frac{5}{4} \frac{1}{f^4}} \gamma e^{\frac{(fT_p-1)^2}{2\sigma^2}} \quad (1.8)$$

Avec $\sigma = 0.07$ si $f < \frac{1}{T_p}$ et $\sigma = 0.09$ si $f > \frac{1}{T_p}$ et γ le facteur d'étalement spectral.

Ces deux spectres dépendent essentiellement² de deux paramètres : le paramètre de hauteur significative H_s et le paramètre de période T_p . En première approximation, ces paramètres peuvent s'interpréter comme des valeurs représentatives pour les grandeurs mesurées dans les observations. Le couple (hauteur significative, période de pic) définit ainsi un état de mer, c'est-à-dire une répartition spectrale unique de l'énergie (pour une forme de spectre donnée). A titre d'illustration, on a tracé sur la figure 1.4 le spectre de JONSWAP pour une houle de période de pic 9 secondes, de hauteur significative 3 mètres et d'étalement spectral $\gamma = 3.3$. Un exemple de réalisation spatiale et temporelle d'élévation de surface libre pour ce spectre est présentée sur la figure 1.5.

Lorsqu'on dispose de données résultant de mesures expérimentales pour le spectre S , on peut calculer la hauteur significative selon : $H_s^2 = 4 \int_0^{+\infty} S(f) df$ ³. Pour caractériser la période, on

2. Dans le spectre de JONSWAP, le paramètre d'étalement directionnel γ permet d'ajuster la largeur de bande. Les valeurs typiques sont $\gamma = 1$ à 7. Pour $\gamma = 1$, on pourra remarquer que le spectre de JONSWAP se réduit au spectre de Bretschneider

3. On utilise également cette relation pour calibrer le coefficient α dans la définition du spectre de JONSWAP (équation(1.8)).

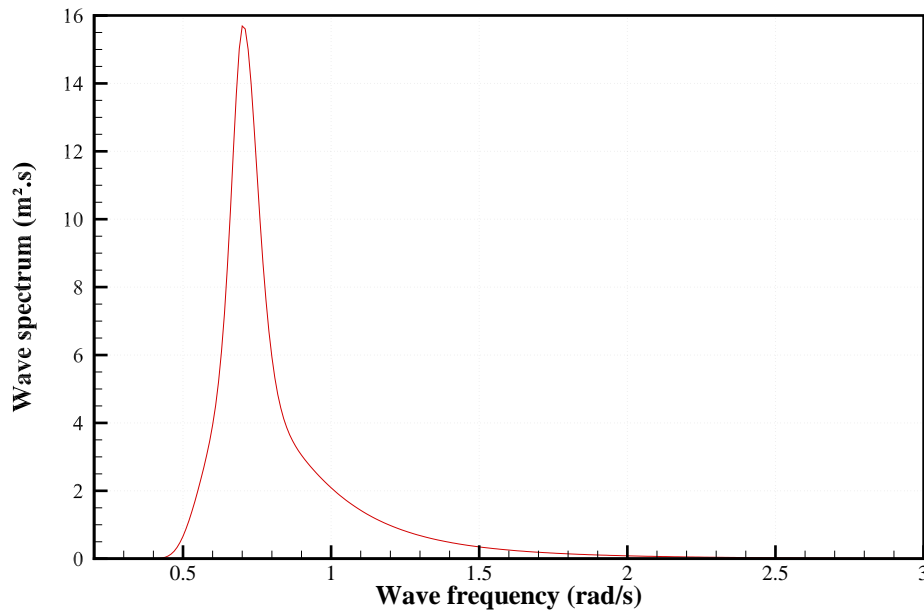


FIGURE 1.4 – Spectre d'énergie du signal de houle de la figure 1.5

peut utiliser la période de pic du spectre T_p , mais elle est parfois délicate à déterminer. On peut alors utiliser la période moyenne des passages à zéro du signal de houle $T_z \approx \left(\frac{\int_0^{+\infty} S(f) f^2 df}{\int_0^{+\infty} S(f) df} \right) - 1/2$; ou encore parfois la période d'énergie $T_e = 2 \frac{\int_0^{+\infty} S(f) f^{-1} df}{\int_0^{+\infty} S(f) df}$ en grande profondeur.

Pour un spectre donné, le flux moyen d'énergie par mètre de front d'onde peut être exprimé en fonction de l'état de mer (paramètres de hauteur et période) à l'aide des formules suivantes :

$$J = \frac{1}{4\pi} \rho g^2 \begin{cases} \int_0^{\infty} S(f) f^{-1} df & \text{en grande profondeur} \\ \int_0^{\infty} S(f) f^{-1} D_0(m_0 h) df & \text{en profondeur finie} \end{cases} \quad (1.9)$$

Pour le spectre de JONSWAP et en grande profondeur, on peut montrer :

$$J_{JONSWAP, \infty} \approx 0.4 H_{1/3}^2 T_p \quad (1.10)$$

On remarque que le formalisme est similaire au résultat obtenu en houle régulière : le flux moyen d'énergie est proportionnel à l'échelle temporelle et au carré de l'échelle de hauteur des vagues.

Pour fixer les idées, évaluons les ordres de grandeur typiques du flux d'énergie pour des états de mer typiques. Les vagues étant générées par le vent, on part de l'échelle de Beaufort. Pour un vent de force 4 (jolie brise), la hauteur significative des vagues est de l'ordre de 1 m et la période de pic de l'ordre de 6 s. D'après l'équation 1.10, la puissance transportée par la houle est de l'ordre de 2.4 kW/m. Dans un mètre de front d'onde, la puissance transportée est équivalente à la puissance d'une installation photovoltaïque d'une vingtaine de mètres carrés. Pour force 6 (vent frais), la hauteur significative est de l'ordre de 2.5 m et la période de l'ordre de 9 s. La puissance transportée est alors de l'ordre de 30 kW/m. La puissance transportée par la houle dans une largeur de 100 m est alors comparable à la puissance nominale d'une éolienne de même envergure. Enfin, à l'extrême, force 12 (Ouragan), la hauteur significative peut atteindre 15 m, la période 17 s et la puissance transportée dépasse les 1500 kW/m. Dans une largeur de 100 m de front d'onde, le flux d'énergie des vagues est alors comparable à la puissance nominale d'une centrale thermique.

On voit ainsi que, en fonction des états de mer, la ressource énergie des vagues peut varier de seulement quelques kilowatts par mètre à quelques dizaines de kilowatts par mètre dans les conditions opérationnelles (et donc les conditions qui vont gouverner les revenus de la centrale

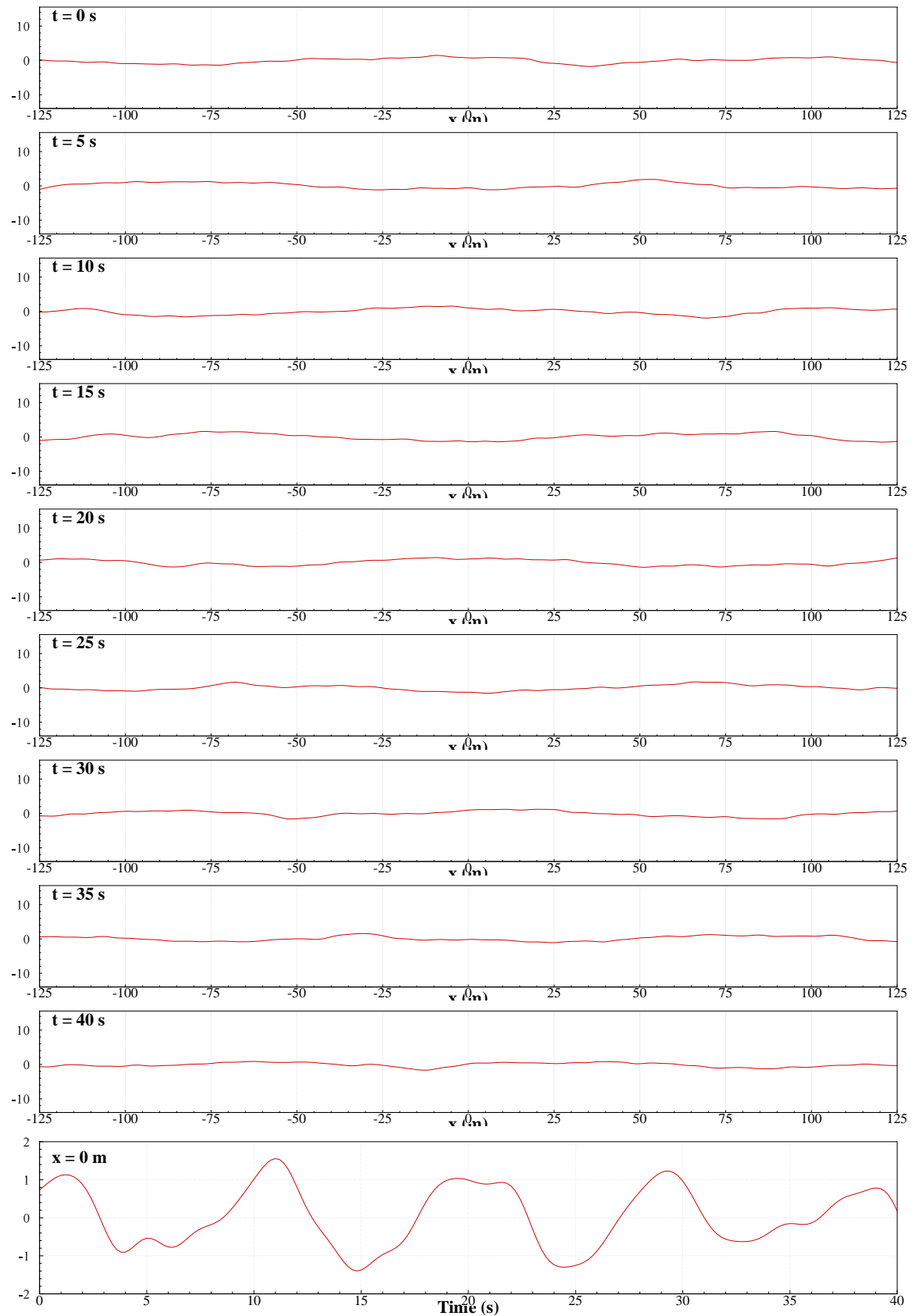


FIGURE 1.5 – Elévation de surface libre (en mètres) en fonction de l'espace et du temps pour une houle irrégulière de période de pic 9 secondes et de hauteur significative 3 mètres. De haut en bas, les 9 premières figures montrent des instantanées de l'élévation de surface libre à différents instants. La dernière figure en bas montre l'enregistrement temporel de la houle à la coordonnée $x = 0$.

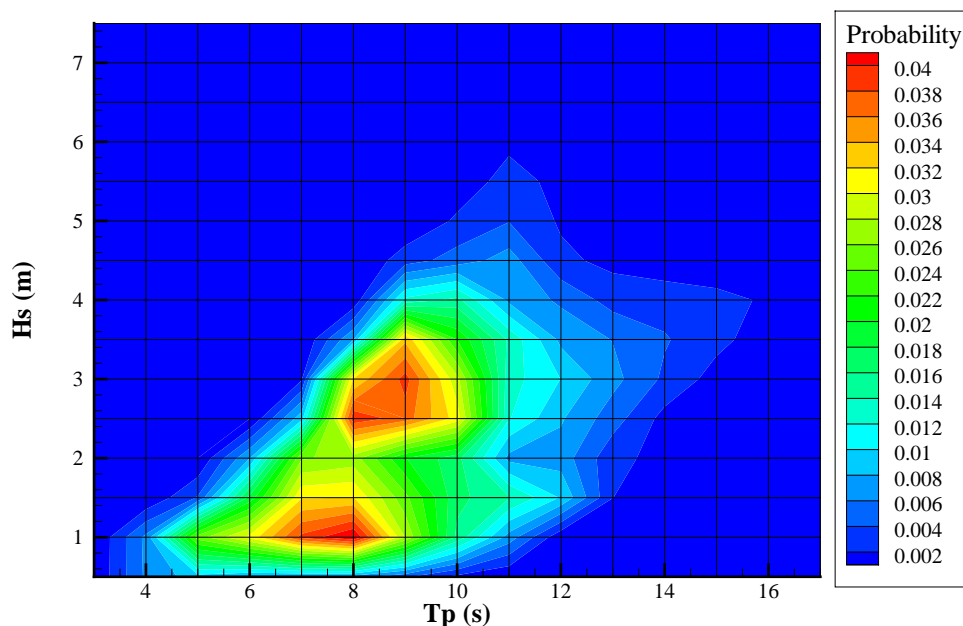


FIGURE 1.6 – Corrélogramme hauteur/période pour les probabilités annuelles d'apparition des états de mer pour le houlographe de l'île d'Yeu. Source [1].

houlomotrice) à plus d'un mégawatt par mètre en conditions extrêmes (qui sont les conditions qui vont gouverner le dimensionnement vis à vis de la survivabilité de la centrale). Du point de vue énergétique, ces deux ordres de grandeur entre conditions opérationnels et conditions extrêmes ne sont évidemment pas sans incidence sur l'économie des dispositifs. Cet aspect nous incline à penser que les dispositifs disposant d'une stratégie de mise en survie limitant les efforts en conditions difficiles (comme la mise en drapeau des pales pour les éoliennes) présentent un certain avantage.

1.1.3 Cartographie de la ressource énergie des vagues

D'une année sur l'autre, il est raisonnable d'admettre que les probabilités d'apparition des états de mer sur un site donné varient peu. Ainsi, pour caractériser la ressource sur un site de déploiement envisagé, on établit le corrélogramme hauteur/période pour les statistiques annuelles d'occurrence des états de mer, figure 1.6. Ces corrélogrammes, aussi appelées matrices de probabilité, peuvent être obtenues par la simulation numérique à l'aide de modèles océano-météorologiques (base de données ANEMOC [1] par exemple), ou via des mesures in situ par houlographes, figure 1.7.

En combinant statistiques d'occurrence des états de mer et puissance transportée par la houle pour chaque état de mer (équation (1.10)), on peut calculer le flux d'énergie transportée par la houle en moyenne annuelle. La figure 1.8, tirée de [2], présente le résultat de cet exercice à l'échelle mondiale.

On voit que, en moyenne annuelle, l'ordre de grandeur de la ressource est de quelques dizaines de kW/m . Elle est principalement localisée dans le nord de l'hémisphère nord, et dans le sud de l'hémisphère sud. Inversement, la ressource est particulièrement faible au niveau de l'équateur. Cette répartition géographique résulte directement de la cartographie des vents. Les littoraux bénéficiant donc d'une ressource énergie des vagues importantes sont donc : la côte Ouest du Canada et des Etats-Unis, la façade Atlantique de l'Europe et du Maroc, la côte Pacifique de l'Amérique du Sud, du Chili jusqu'au Pérou, la pointe Sud de l'Afrique et de Madagascar, l'Australie, la Nouvelle-Zélande et bien sûr les îles du Pacifique. Pour tous ces territoires, la ressource est typiquement supérieure à $30 kW/m$. En intégrant la ressource sur tous les littoraux



FIGURE 1.7 – Un houlographe : bouée de mesure de la houle en mer.

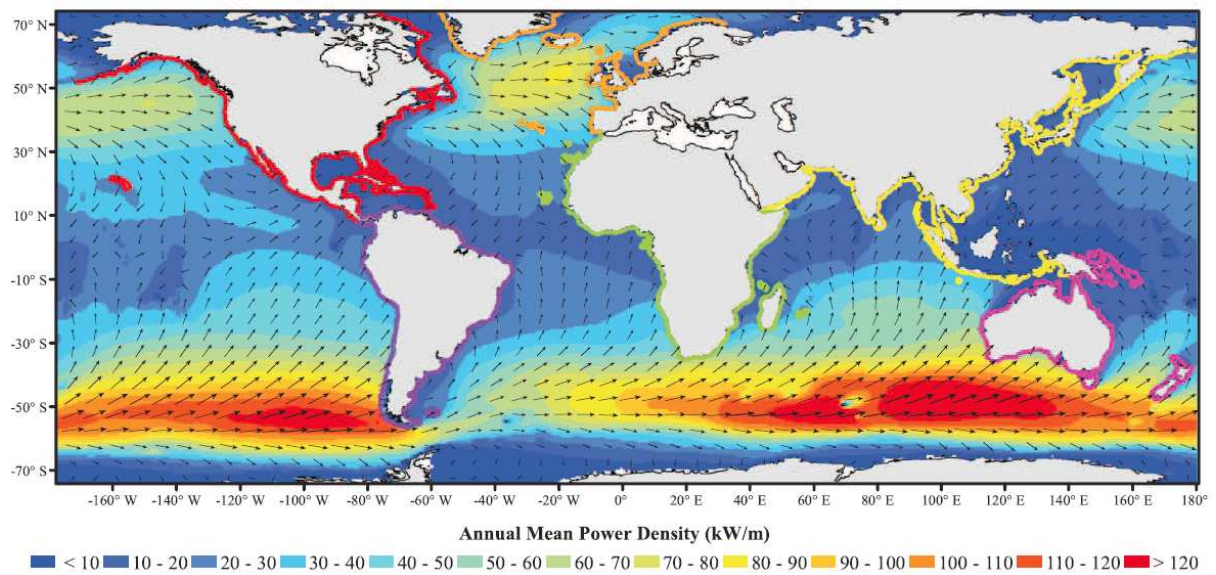


FIGURE 1.8 – Cartographie de la ressource houlomotrice à l'échelle mondiale. Source : [2]

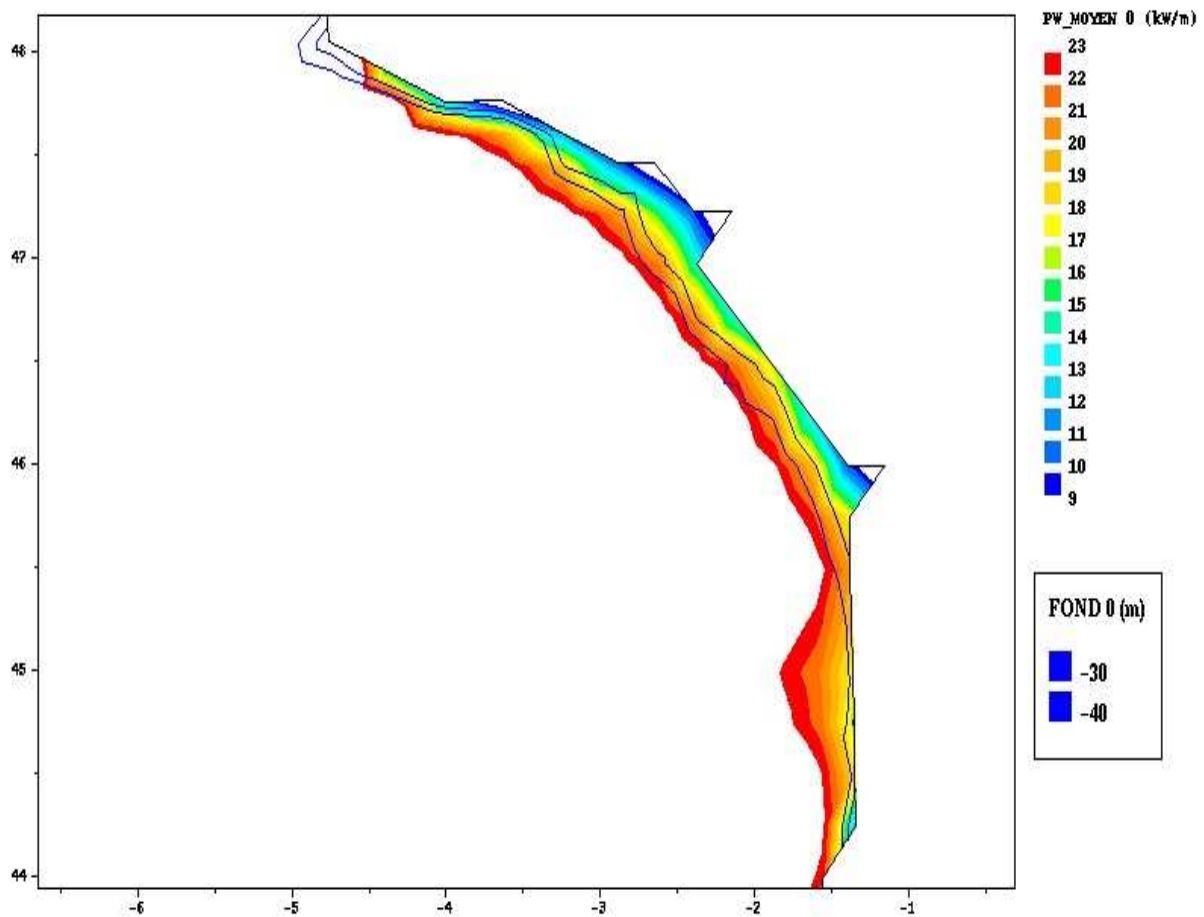


FIGURE 1.9 – Cartographie de la ressource houlomotrice sur la côte Atlantique Française. Source : EDF R&D

du globe, Gunn et al. [2] ont estimé la ressource mondiale à 18 500 TWh/an.

La figure 1.9 présente la ressource proche littoral pour la façade Atlantique de la France métropolitaine. Les deux lignes isobathymétriques -30 m et -40 m sont matérialisés sur la figure par les lignes noires. La figure illustre la dissipation de la ressource par effet de fond au fur et à mesure que l'on se rapproche de la côte : alors qu'au large la ressource est supérieure à 23 kW/m , elle n'est plus que d'environ 18 kW/m à la ligne isobathymétrique -30 m, soit une réduction de 20 %. Cette réduction dans la ressource s'accroît encore lorsqu'on se rapproche du rivage. Du point de vue de la récupération de l'énergie des vagues, si les sites en faible profondeur présentent l'avantage de simplifier le problème du point de vue du système d'ancrage et des fondations, il faut être conscient que cette simplification se paie au prix d'une ressource réduite.

Pour finir sur la ressource, sur la base de ces informations, on peut faire une estimation du gisement énergétique pour la France métropolitaine. D'après la figure (1.9), la ressource au large est supérieure à 23 kW/m . D'après la figure (1.8), il paraît plausible de considérer une ressource de l'ordre de 30 kW/m dans le golfe de Gascogne. En multipliant ce niveau de ressource par la distance à vol d'oiseau entre Brest et Saint-Jean-de-Luz (de l'ordre de 600 km), on obtient une puissance disponible de l'ordre de 18 GW. En rapprochant ce nombre des 50 GW [3] de consommation moyenne en 2014 pour la France, on constate que, malheureusement, même en absorbant l'intégralité de l'énergie des vagues arrivant sur le littoral Atlantique Français, il ne serait pas possible de couvrir plus d'un tiers de l'ensemble des besoins nationaux. Comparons à présent à la production éolienne : elle s'est établie à un peu moins de 2 GW en 2014. Ainsi, en absorbant un peu plus de 10% de la ressource énergie des vagues disponible, on aurait une production d'énergie comparable à la production d'énergie éolienne de 2014.

Pays	€/kWh	Date
Australie	0.26	2012
Afrique du Sud	0.09	2015
Canada	0.10	2010
Chili	0.19	2011
Espagne	0.21	2012
États-Unis	0.10 (0.30 à Hawaii)	2012
France	0.14	2012
Iles du Pacifique Sud	0.30 à 0.40	
Irlande	0.21	2012
Islande	0.08	2012
Madagascar	0.15	2005
Maroc	0.10	2014
Norvège	0.13	2013
Portugal	0.19	2012
Pérou	0.08	2007
Royaume-Uni	0.16	2012
Nouvelle-Zélande	0.16	2012

TABLE 1.1 – Prix du kWh d’énergie électrique dans les pays du monde bénéficiant d’une ressource énergie des vagues importante. Source : [4], [5]

1.2 Éléments de marché

1.2.1 Adéquation ressource et prix de l’électricité

Dans le paragraphe ci-dessus, on a présenté la cartographie de la ressource 1.1.3. Afin d’identifier les marchés possibles, intéressons nous à présent au prix de l’énergie électrique dans les pays bénéficiant d’une ressource significative. Le tableau 1.1 recense les tarifs domestiques de l’électricité dans les pays du monde bénéficiant d’une ressource énergie des vagues importantes.

Ce tableau illustre la grande diversité des prix du kWh d’énergie électrique selon les territoires. Ainsi, on observe un facteur 5 entre le tarif de l’électricité le moins élevé (Islande et Pérou) et le plus élevé (îles du Pacifique Sud). A niveau de ressource comparable, les territoires les plus attractifs pour les premiers développements commerciaux de technologies houlomotrices sont, dans l’ordre décroissant d’attractivité, les îles du Pacifique Sud, Hawaii, l’Australie, le Chili et la façade atlantique Européenne, la Nouvelle-Zélande, Madagascar, l’Amérique du Nord, l’Afrique du Sud, le Pérou et l’Islande.

D’un point de vue marché, dans le paragraphe précédent, on a estimé le gisement énergétique disponible pour le littoral Atlantique Français à environ 18 GW. 10 % de cette ressource convertie en électricité et vendue au prix de 0.14 €/kWh (tableau 1.1) représenterait un marché de l’ordre de 3 milliards d’euros.

Comparons à présent ces prix de l’énergie avec les estimations actuelles du coût de l’énergie produite par les technologies houlomotrices. D’après un rapport de l’Agence Internationale des Energies Renouvelables, le coût de l’énergie houlomotrice est de l’ordre de 0.33 à 0.63 €/kWh [6]. Dans [7], le coût de l’énergie pour une version optimisée du système houlomoteur SEAREV est estimée à 0.42 €/kWh. Dans [8], il est indiqué que le coût de l’énergie de premiers systèmes houlomoteurs commerciaux basés sur les technologies existantes est estimé entre 0.47 à 0.54 €/kWh. A part peut-être dans le cas de quelques îles du Pacifique Sud, on constate que le coût actuel des systèmes de récupération de l’énergie des vagues n’est pas compatible avec les tarifs de marché pour l’énergie électrique. Pour les technologies existantes, le développement de projets de démonstration nécessite donc un soutien fort de la collectivité, par le biais de subventions, tarifs de rachat ou appels à projet dédiés.

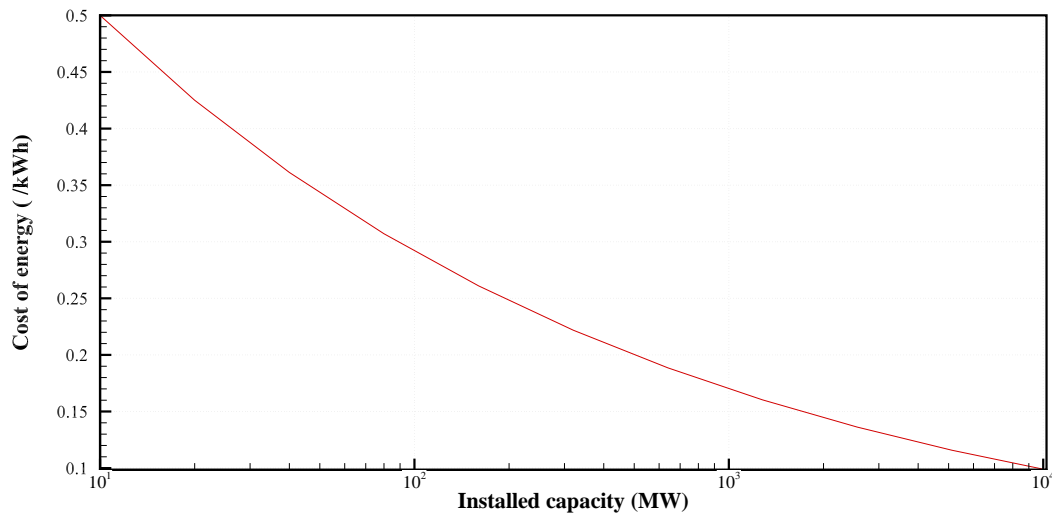


FIGURE 1.10 – Réduction des coûts par effet d’apprentissage, en partant d’un coût de l’énergie initial de 0.5 €/kWh pour les 10 premiers MW installés et en supposant un taux d’apprentissage de 15 %.

1.2.2 Réduction des coûts par phénomène d’apprentissage

A ce stade, il convient de rappeler que le coût de l’énergie houlomotrice est aujourd’hui élevé car encore à un stade amont. Les technologies pour lesquels des estimations de coût sont disponibles ne sont encore essentiellement que des prototypes. On peut raisonnablement espérer que l’industrialisation et l’apprentissage pourra conduire à une réduction significative du coût de l’énergie houlomotrice.

Notamment, l’exercice d’évaluation de réduction des coûts par phénomène d’apprentissage a été appliquée à la technologie houlomotrice Oyster par [?]. La notion de courbe apprentissage suppose que le coût d’un produit décroît avec un taux constant à chaque fois que le nombre d’unités réalisées double, figure (1.10). Cet effet a effectivement été observé dans différents contextes industriels. D’après l’Agence Internationale de l’Energie (AIE), le taux d’apprentissage a ainsi été de 35 % Pour les cellules photovoltaïques entre 1985 et 1995. Il a été de 18 % pour les éoliennes en Europe entre 1980 et 1995, et de 15 % pour la biomasse. Pour les nouvelles technologies de l’énergie, l’AIE recommande d’utiliser un taux de 18 %. Au Royaume-Uni, le Carbon Trust recommande d’utiliser 15 % pour les énergies marines renouvelables. En utilisant un taux moyen de 16.5 %, les développeurs de la technologie Oyster estiment que ce système sera compétitif sur le marché Ecossais au delà de la soixante-dixième unité installée.

En intégrant la différence entre le coût de l’énergie COE et le prix du marché COE_{market} sur la puissance installée de la première ferme pilote $P_{installed}^{array1}$ jusqu’à la puissance à installer $P_{installed}^{parity}$ pour atteindre la parité réseau⁴, on peut estimer l’ordre du grandeur des investissements nécessaires I :

$$I = \int_{P_{installed}^{array1}}^{P_{installed}^{parity}} (COE(P_{installed}) - COE_{market}) T_{Lifetime} CF dP_{installed} \quad (1.11)$$

Avec $T_{Lifetime}$ la durée de vie des machines en heure et CF le facteur de charge. Le tableau 1.2 présente le résultat de ce calcul pour différentes valeurs de départ pour le coût de l’énergie de la première ferme pilote. On précise qu’on a supposé un taux d’apprentissage de 15 %, une durée de vie $T_{Lifetime}$ de 20 ans, un facteur de charge CF de 30 % et une capacité installée pour la première ferme pilote de 10 MW. On peut voir qu’avec les estimations de coût pour les technologies actuelles (de l’ordre de 0.5 €/kWh, cf paragraphe 1.2.1), les ordres de grandeur de l’investissement et de la capacité à installer nécessaires pour atteindre la parité, supérieurs à 10

4. coût pour lequel une énergie renouvelable devient compétitive sur le marché de détail de l’électricité

COE_{array1} €/kWh	I (M€)	$P_{installed}^{parity}$ (MW)
0.5	14 000	9 800
0.4	5 700	4 000
0.3	1 500	1 100
0.2	230	200

TABLE 1.2 – Ordre de grandeur des investissements et de la capacité à installer nécessaires pour atteindre la parité réseau en fonction du coût de l'énergie de la première ferme pilote.

milliards d'euros et d'environ 10 gigawatts, sont considérables.

1.2.3 Marchés alternatifs et de niches.

Non seulement les ordres de grandeur de l'investissement et de la capacité à installer nécessaires pour atteindre la parité sont considérables, mais ils sont aussi incertains. Pour un développeur de technologie houlomotrice, il peut donc être judicieux de considérer des marchés alternatifs pour lesquels des systèmes houlomoteurs seront plus à même d'être rapidement compétitifs. Ce sont par exemple :

- L'alimentation de plateforme de production pétrolière ou gazière. En effet, ces plateformes sont en général autonomes pour la production d'énergie, avec une production électrique utilisant le gaz naturel. La réduction des émissions de gaz à effet de serre de ces plateformes ainsi que des coûts élevés de production de l'électricité ont motivé l'étude de solutions où une partie de la production est assurée par des éoliennes offshore. Korpas et al. [9] conclue que cette hybridation pourrait conduire à des économies de plusieurs millions d'euros par an. L'hybridation avec des systèmes de récupération de l'énergie des vagues pourraient conduire aux mêmes conclusions.
- L'utilisation de l'énergie des vagues à des fins de production d'eau douce par désalinisation. L'eau douce est une ressource répartie inégalement et est identifiée comme un enjeu stratégique majeur pour ce siècle. La production d'eau douce par osmose inverse nécessite la pressurisation de l'eau de mer, ce qui est souvent une étape préliminaire à la production d'électricité dans les systèmes houlomoteurs. Des systèmes houlomoteurs dont la vocation principale seraient la production d'eau douce pourraient donc présenter des rendements supérieurs (moins d'étages de conversion d'énergie et donc de pertes) tout en étant plus compétitifs grâce à une production à plus forte valeur ajoutée. La référence [10] présente une revue de technologies proposées dans ce sens. Principes et technologies sont également discutés dans [11] et [12].
- L'alimentation de systèmes isolés. A petite échelle, la société Ryokuseisha Corporation [13] commercialise des bouées de navigation utilisant l'énergie des vagues, et la société Liquid Robotics [14] commercialise du matériel scientifique également alimentée en partie par l'énergie des vagues. A plus grande échelle, on revient sur l'alimentation de communautés insulaires, pour lesquelles on a vu, cf tableau 1.1, que le prix de l'électricité est aujourd'hui très élevé.

1.3 Conclusion

Dans ce chapitre, on s'est intéressé au potentiel de l'énergie des vagues à la fois du point de vue de la ressource énergétique et du marché de l'électricité. On a commencé par des rappels de génie océanique sur la houle et les vagues puis on s'est intéressé à la caractérisation de la ressource énergétique. Elle s'exprime en kilowatt par mètre de front d'onde (ligne de crête des vagues). Il nous semble particulièrement important de retenir les ordres de grandeur. Ceux-ci varient ainsi de quelques kilowatts par mètre à plus d'un mégawatt par mètre, en fonction des états de mer. A l'échelle mondiale, le gisement énergétique est estimée à 18 500 TWh. La moyenne annuelle

de puissance transportée varie avec la position sur le globe. Elle est minimale à l'équation et augmente au fur et à mesure qu'on se rapproche des pôles. L'énergie se dirige essentiellement vers l'ouest. La puissance transportée est typiquement de l'ordre de 10 à 40 kW/m.

D'un point de vue économique, le coût de l'électricité estimée pour les premières fermes pilotes avec les technologies actuelles n'est pas compatible avec le marché de détail de l'énergie électrique, à part peut-être sur quelques marchés de niche (sites isolés). Bien sûr, par apprentissage, on peut s'attendre à ce que ce coût baisse avec le nombre d'unités déployés, mais les investissements à mobiliser pour ce faire sont considérables. Pour les développeurs de technologies houlomotrices, ils pourraient être judicieux dans un premier temps de se positionner sur des marchés alternatifs au marché de l'électricité et sur lesquels les systèmes seront à même d'être compétitifs plus rapidement.

Chapitre 2

Perspective historique de la récupération de l'énergie des vagues

Sommaire

2.1	Avant 1973 : la préhistoire	27
2.2	1973 - 1985 : l'époque moderne	29
2.3	1985 - 1998 : le creux de la vague	37
2.4	1998 - 2012 : le déferlement de technologies	38
2.4.1	En Europe	41
2.4.2	Dans le reste du monde	48
2.5	2012 - 2014 : une crise de confiance	53
2.6	Conclusion : en 2015, le renouveau ?	53

Un aspect remarquable avec le thème de la récupération de l'énergie des vagues est le nombre d'inventions qu'il a stimulé. Ainsi, il s'agit aujourd'hui du domaine dans lequel on compte le plus grand nombre de brevets déposés (sans doute plus de 3000 à l'heure actuelle). Selon un recensement réalisé par le European Marine Energy Centre (EMEC) [15], plus d'une centaine de technologies seraient en cours de développement, à des degrés de maturité divers.

Dans ce chapitre, il nous a semblé intéressant de dresser une perspective historique de la récupération de l'énergie des vagues. Un premier objectif est d'une part d'alerter le lecteur néophyte, peut-être porteur d'un nouveau concept de centrale houlomotrice, sur la nécessité de tirer les leçons du passé. Un second objectif est de lutter contre cette idée fausse que l'énergie des vagues serait une énergie *nouvelle*.

Comme il aurait été fastidieux - et sans doute impossible - de mentionner tous les projets ayant été développés à un moment ou à un autre, on a pris le parti de ne présenter que les projets ayant atteint le stade de la démonstration en mer (en particulier à partir de la fin des années 1990). En effet, un troisième objectif de ce chapitre est de mettre au défi cette idée que la majeure partie des projets de démonstrations en mer de centrales houlomotrices se sont soldés par des échecs catastrophiques. L'inventaire présenté n'est certainement pas exhaustif, mais nous avons la prétention de croire qu'il est sans doute parmi les plus complets.

2.1 Avant 1973 : la préhistoire

Il serait erroné de croire que l'idée de récupérer l'énergie des vagues est une idée récente. Ainsi, le plus ancien brevet connu pour la récupération de l'énergie des vagues remonte à 1799 (figure 2.1). Le principe décrit relève essentiellement de la famille des **systèmes actionnés par la houle**, de type **bouée pilonnante** (les principes de fonctionnement seront décrits dans le chapitre 3). Au XIX^e siècle, Duffy inventa en Californie un moteur à vagues et créa la société Wave-Power Air-Compressing Company. Dans [16], il est indiqué que Thomas Edison lui-même aurait proposé une solution pour produire de l'électricité à partir des vagues à l'aide

349.

12 juillet 1799.

BREVET D'INVENTION DE QUINZE ANS,

Pour divers moyens d'employer les vagues de la mer,
comme moteurs,

Aux sieurs GIRARD père et fils, de Paris.

LA mobilité et l'inégalité successive des vagues, après s'être élevées comme des montagnes, s'affaissent l'instant après, entraînant dans leurs mouvemens tous les corps qui surnagent, quels que soient leur poids et leur volume. La masse énorme d'un vaisseau de ligne, qu'aucune puissance connue ne serait capable de soulever, obéit cependant au moindre mouvement de l'onde. Qu'on suppose un instant, par la pensée, ce vaisseau suspendu à l'extrémité d'un levier, et l'on concevra l'idée de la plus puissante machine qui ait jamais existé.

C'est principalement sur ce mouvement d'ascension et d'abaissement des vagues, qu'est fondée la théorie des nouvelles machines que nous proposons.

FIGURE 2.1 – Le premier brevet connu pour la récupération de l'énergie des vagues.

de dynamos. Dans [17], Damy et Gauthier reproduisent en annexe 2 un article de 1882 décrivant une solution technologique utilisant des flotteurs oscillant verticalement pour produire de l'air comprimé. Dans le même rapport, ces auteurs évoquent également un dispositif à **colonne d'eau oscillante** « mis en application dès 1910 en France par Bouchaux-Pracéique qui avait aménagé une cavité naturelle, ” un trou du souffleur ”, dans une falaise et produisait de l'électricité lui permettant d'éclairer sa maison. » Dans son article de 1976 [18], Evans cite en introduction M. Stoder, qui affirmait en 1892 sa conviction que l'énergie des vagues pouvait être exploitée, et ce de manière rentable, dans un article intitulé *The Utilization of the Power of Ocean Waves* présenté à l'American Society of Mechanical Engineers. En 1926, en France, Coyne expérimenta à côté du phare du Minou près de Brest un bélier hydraulique destiné à récupérer l'énergie de la houle [19]. Le rendement n'était que de l'ordre de 5 %. Le dispositif fut détruit par une tempête. Près de Biarritz, Grasset proposa une centrale houlomotrice qualifiée de bélier-siphon barométrique. La construction d'un prototype fut commencé, mais le projet ne fut pas réalisé pour cause de seconde guerre mondiale. Les ruines du prototype seraient toujours visibles.

D'après [20], un brevet Britannique décrivait dès 1954 un système houlomoteur de type **volet oscillant**. En 1956, Dhaille [21] écrivait : « au moment où nous nous sommes mis à l'étude de cette question, nous avons immédiatement trouvé plus de 600 brevets décrivant des appareils relatifs à la récupération de l'énergie de la houle ». Le même auteur portait un regard critique sur ces inventions : « L'examen de ces différentes solutions montre que la conception de très peu d'entre elles résulte d'une connaissance véritable du phénomène que l'on entend utiliser (...). Conçus pour s'adapter à tel ou tel aspect extérieur du phénomène ayant particulièrement frappé l'inventeur, aucun des dispositifs rencontrés ne nous a paru susceptible d'être à la base d'une installation industrielle valable. ». Toujours dans [21], Dhaille résumait les études menées sur un dispositif de type **centrale à déferlement** mettant en oeuvre des dièdres à houle. Le dispositif présentait un rendement moyen de l'ordre de 20 à 30 %, ce qui, d'après l'auteur, représentait une « amélioration considérable (...) sur tous les dispositifs antérieurement proposés. Là où les auteurs les plus sérieux proposaient quelques pour-cent, les dièdres permettent quelques dizaines de pour-cent. ». Cependant, l'étude économique du dispositif aboutit à la conclusion que le prix de l'énergie était 10 fois supérieure aux autres sources d'énergie de l'époque.

2.2 1973 - 1985 : l'époque moderne

Comme pour bien d'autres formes d'énergies renouvelables, l'époque moderne démarre avec le premier choc pétrolier en 1973. En 1974, Stephen Salter de l'université d'Edimbourg (Ecosse) publie l'article « *Wave power* » dans la célèbre revue scientifique *Nature* [22]. Dans cet article, Salter estime la ressource houlomotrice à 77 kW/m pour un site au large des Hébrides à l'ouest de l'Ecosse. Puis il présente un dispositif connu aujourd'hui sous le nom de *canard de Salter* (*Salter's duck*, figure 2.2) dont la caractéristique la plus remarquable est le rendement¹ pouvant atteindre 80 %. Il s'agissait là d'une rupture technologique pour l'époque. Ce premier article est suivi en 1975 d'un second article sur la même technologie, toujours dans *Nature* [23].

La même année, Kjell Budal et Johannes Falnes, de l'université de Trondheim (Norvège) [24] publie l'article « *A resonant point absorber of ocean-wave power* », également dans la revue *Nature*. C'est l'introduction du concept d'**absorbeur ponctuel** (*point-absorber*), du **contrôle optimal** (*optimal control*) et de la notion de **largeur de capture** (capture width), qui quantifie la puissance absorbée par la machine en terme de mètre de front d'onde (ressource) absorbée (on reviendra en détail sur cette notion dans le chapitre 4). Dans cet article, il est montré que, par effet d'antenne, on peut capturer l'énergie des vagues sur des largeurs plus grandes que les dimensions physiques du système. Ainsi, Budal et Falnes indiquent avoir mesuré sur une maquette une puissance absorbée équivalente à pleine échelle à 50 m de front d'onde, bien que le diamètre de la bouée ne soit que de 16 m.

Au Japon, des travaux sur de petits systèmes de récupération de l'énergie des vagues com-

1. au sens de la largeur de capture relative, notion que l'on explicite dans le paragraphe XX

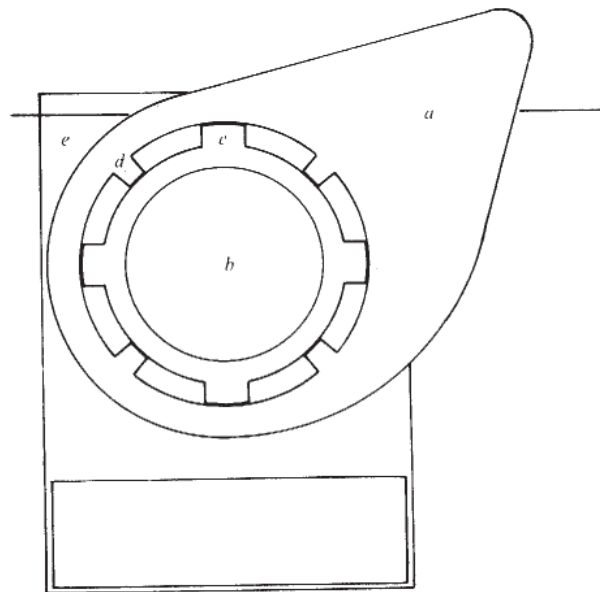


FIGURE 2.2 – Coupe du Salter's duck. Le diamètre de la partie cylindrique est de l'ordre de 10 à 20 mètres pour des sites en Atlantique Nord. Source : [22]

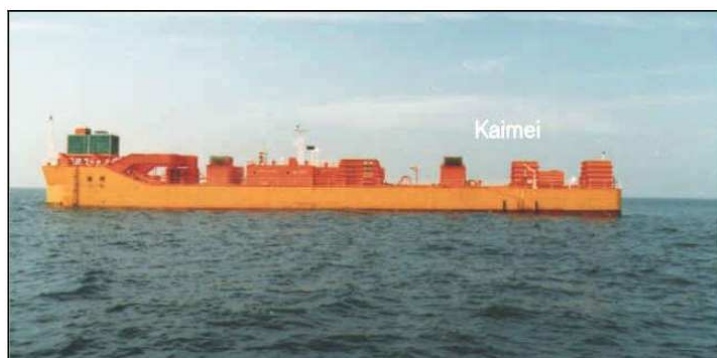


FIGURE 2.3 – Le système KaiMei. Source : [25]

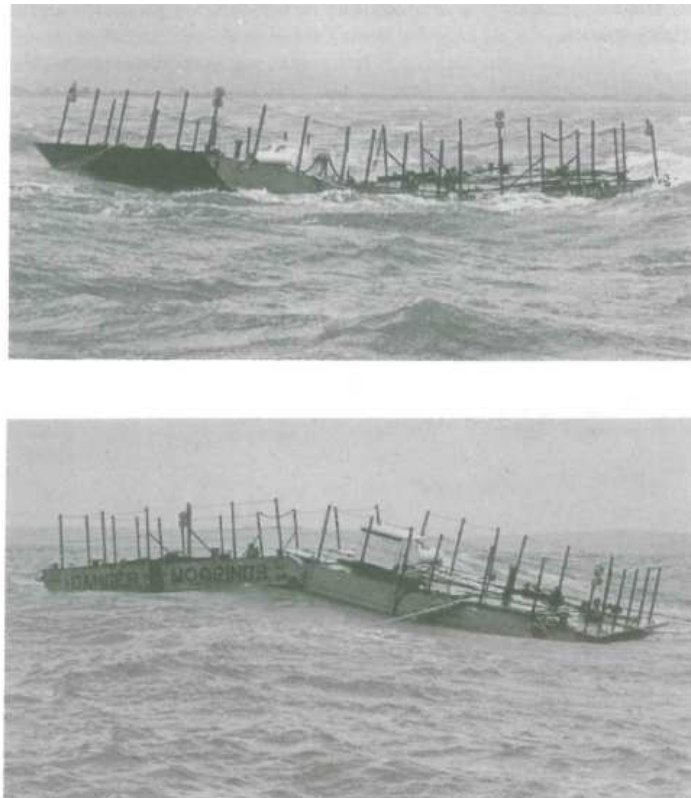


FIGURE 2.4 – Le prototype au 1/2 des radeaux de Cockerell (Cockerell raft) lors des essais en mer dans le Solent (Royaume-Uni), en 1978. Source : [16]

mencèrent dès 1945 [16]. Ils aboutirent à la commercialisation de bouées de navigation utilisant l'énergie des vagues (via le principe de la colonne d'eau oscillante) dès 1965 [25]. En 1978 et 1979, un prototype de système houlomoteur, dénommé *Kaimeï*, fut testé au Japon par l'équipe du Commandeur Yoshio Masuda. Le dispositif se composait d'un flotteur en forme de navire équipé de plusieurs colonnes d'eau oscillante. Par la suite, cette technologie évolua en un concept connu sous le nom de *BBDB* (*Backward Bent Duck Buoy*). En 1979, un système nommé *Pendulor* fut inventé au Muiroan Institute of Technology. C'est peut-être le premier exemple de réalisation d'une technologie de type **batteur inversé** (**oscillating flap** en anglais). Un premier prototype fut testé en 1983 dans le port de Muroran, mais fut détruit rapidement par une tempête. Un second prototype, plus résistant, fut réalisé et opéré pendant 4 ans. Un rendement global moyen de l'ordre de 40 % - valeur pour le moins respectable - aurait été mesuré [26].

Sur la même période, une turbine à air dédiée aux systèmes houlomoteurs à colonne d'eau oscillante fut inventée à Queen's University Belfast en Irlande du Nord. Cette turbine est connue sous le nom de **turbine Wells** en l'honneur de son inventeur (Alan Arthur Wells). Elle fut adoptée par la suite par l'immense majorité des technologies basées sur le principe de la colonne d'eau oscillante.

En 1978, un prototype à l'échelle 1/10 d'une technologie houlomotrice connue sous le nom de *Cockerell Raft* fut testé dans le Solent, au Royaume-Uni [16], figure 2.4. Son inventeur est Sir Christophe Cockerell, également inventeur de l'aéroglossier. Le prototype consistait en une série de pontons articulés, dont le mouvement relatif était converti en électricité via un étage intermédiaire basé sur des composants hydrauliques. Le système, à pleine échelle, devait mesurer 100 m de longueur. Le prototype fut le premier système à produire de l'électricité au Royaume-Uni (1 kW). A priori en raison d'estimations économiques défavorables, le système ne fut pas développé plus avant.

La fin des années 70 et le début des années 80 est riche en importantes contributions théoriques. Parmi les plus marquantes, on mentionnera « *A theory for wave-power absorption*

by oscillating bodies » publié en 1976 par David Evans dans la revue *Journal of Fluid Mechanics* [18]. Dans cet article, partant du constat que l'absorption d'énergie des vagues se fait par interactions d'ondes, Evans démontre qu'il existe des maxima théoriques pour l'absorption d'énergie des vagues par des systèmes oscillants. Dans le cas bidimensionnel, il montre que ce maximum vaut 50 % pour un cylindre symétrique par rapport à l'axe des oscillations. Dans le cas tridimensionnel, pour une bouée axisymétrique animé d'un mouvement de pilonnement, le maximum de largeur de front d'onde (**largeur de capture**) qui peut être absorbé par le dispositif est $\frac{\lambda}{2\pi}$ si le mouvement est vertical (pilonnement). Ce résultat est important car il indique que le maximum d'énergie récupérable n'est pas lié à la géométrie fine de la bouée, mais principalement au degré de liberté du mouvement. Il explique les observations de l'expérience de Budal et Falnes [24]. Ce résultat fut également obtenu indépendamment par Budal et Falnes [24] et Newman [27]. Il peut être étendu [28] pour montrer que le maximum de largeur de capture est $\frac{\lambda}{\pi}$ pour une bouée axisymétrique animé d'un mouvement de cavement, et $\frac{3\lambda}{2\pi}$ dans le cas d'une combinaison de mouvements de cavement et pilonnement. Notons également que David Evans est également l'inventeur d'une technologie célèbre : le *Bristol Cylinder*, figure 2.7.

Atteindre ces maxima théoriques nécessitent d'appliquer le **contrôle optimal**, sur lequel on reviendra dans le chapitre 4. Son application pratique présente un certain nombre de difficultés notamment liés à la nécessaire mise en oeuvre de très grands flux de puissance réactive. En 1978, Budal et Falnes [29] propose de s'affranchir de cette difficulté par l'application d'un contrôle par **latching** qui consiste à verrouiller le système en position lorsque sa vitesse s'annule, et à la relâcher après un court instant lorsque les conditions de houle sont plus favorables. On peut ainsi créer des résonances paramétriques dans la réponse du système, et améliorer considérablement les performances énergétiques.

En 1981, Thomas et Evans publient une étude sur les effets d'interactions de vagues pour des parcs de houlomoteurs de type absorbeurs ponctuels [30]. Cette étude met en évidence que ces interactions ne sont pas nécessairement destructives. En d'autres termes, un parc de système houlomoteur peut, sous certaines conditions et dans certaines configurations, absorber plus d'énergie des vagues que chacun des systèmes pris de manière isolé, figure 2.5.

Plusieurs congrès internationaux dédiés à la récupération de l'énergie des vagues eurent lieu sur la période 1976 - 1982 [25]. A Canterbury (Royaume-Uni) en 1976, Heathrow (Royaume-Uni) en 1978, puis une conférence intitulé *Power from Sea Waves* en 1979 à Edimbourg (Ecosse). Également en 1979 fut organisé à Gothenburg (Suède) le *First Symposium on Wave Energy Utilization*. En 1981, Evans publie un article de synthèse sur la récupération de l'énergie des vagues [31]. En 1982, le *Second International Symposium on Wave Energy Utilization* fut organisé à Trondheim en Norvège.

Sur la même période, des analyses technico-économique sont entreprises afin d'évaluer la rentabilité et l'opportunité de déployer largement ces systèmes houlomoteurs. Au Royaume-Uni, Leishman et Scobie concluait en 1976 que l'énergie des vagues était plus chère que l'énergie nucléaire, par un facteur 3 pour les technologies de l'époque. Ce rapport recense également 340 brevets d'origine britannique sur la période 1856 - 1973 (figure 2.6). Par la suite, le département de l'énergie commandita une étude de faisabilité pour le déploiement de 2 000 MW (!) d'énergie houlomotrice [33]. Une dizaine de dispositifs furent considérés, figure 2.7. A l'époque, l'étude conclut à la faisabilité technique (pour la majorité des technologies) mais pas économique. En effet, le coût de l'énergie fut estimée entre 0.06 £/kWh et 0.18 £/kWh de l'époque (soit 0.26 à 0.78 €/kWh en euros de 2014.)

Ces coûts de l'énergie étant bien supérieurs au coût de l'énergie obtenue par d'autres sources, notamment nucléaire, l'intérêt des pouvoirs publics britanniques pour l'énergie des vagues décrût fortement par la suite, ainsi que les sources de financement. Des travaux se poursuivirent néanmoins dans les équipes de Salter à Edimbourg, Wells à Belfast ou encore dans l'équipe de Michael French à l'université de Lancaster. Ce dernier avait été notamment l'inventeur d'une technologie connue sous le nom de *Lancaster Flexible Bag* [16] (évaluée dans l'étude de 1982) ; qui fut reprise par la suite par N. Bellamy de l'Université de Coventry et devint le *Clam*. Une version circulaire du *Clam* à l'échelle 1/10 fut testée au milieu des années 1980 sur le Loch Ness

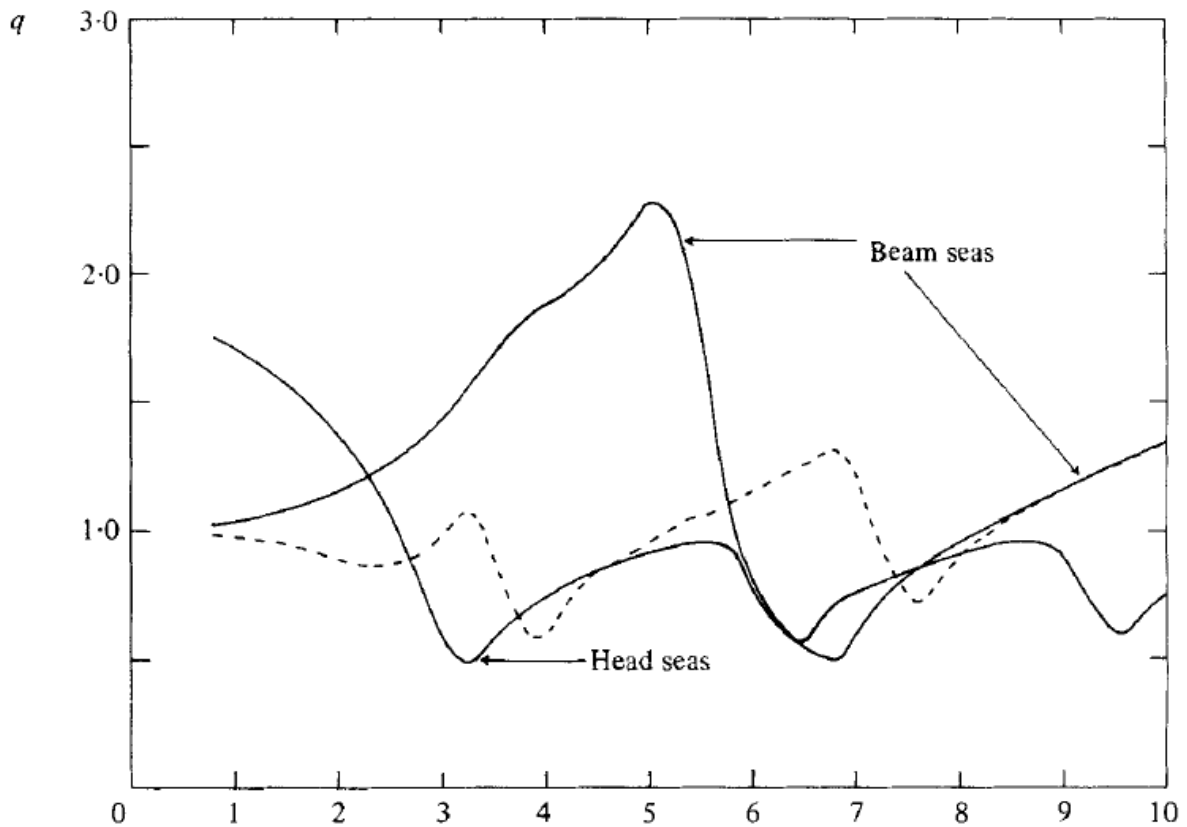


FIGURE 2.5 – Exemple de l'effet de parc (coefficient q) pour une ferme de cinq bouées pilonnantes, en houle régulière, en fonction de la distance adimensionnelle entre les systèmes. Un facteur q inférieur à 1 indique les effets d'interaction sont destructifs (en moyenne, les systèmes absorbent moins d'énergie que lorsqu'ils sont isolés). Un facteur q supérieur à 1 indiquent que les interactions sont constructives. On constate que cet effet peut être significatif pour de larges bandes de longueur d'onde. Source : [30]

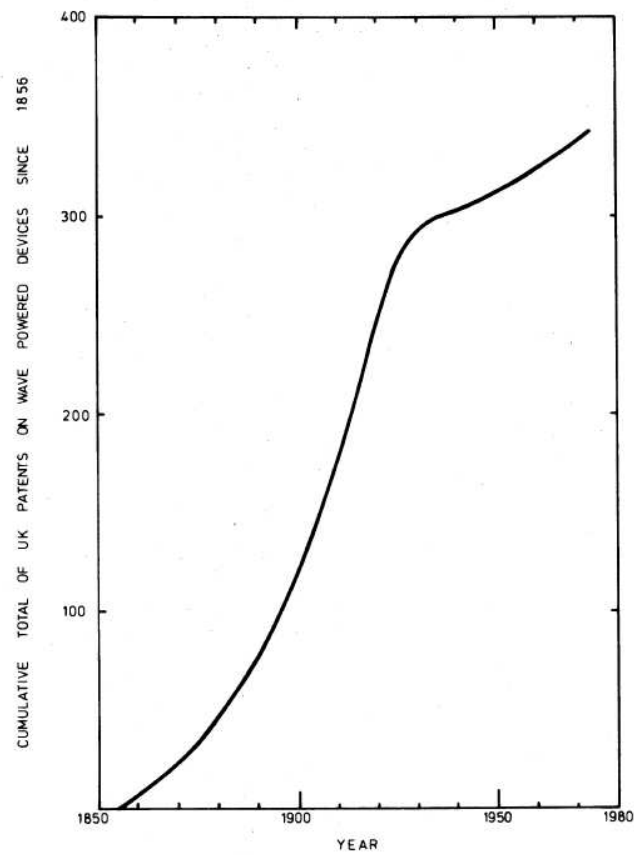


FIGURE 2.6 – Croissance du nombre de brevets britanniques sur la récupération de l'énergie des vagues entre 1856 et 1973. Source : [32]

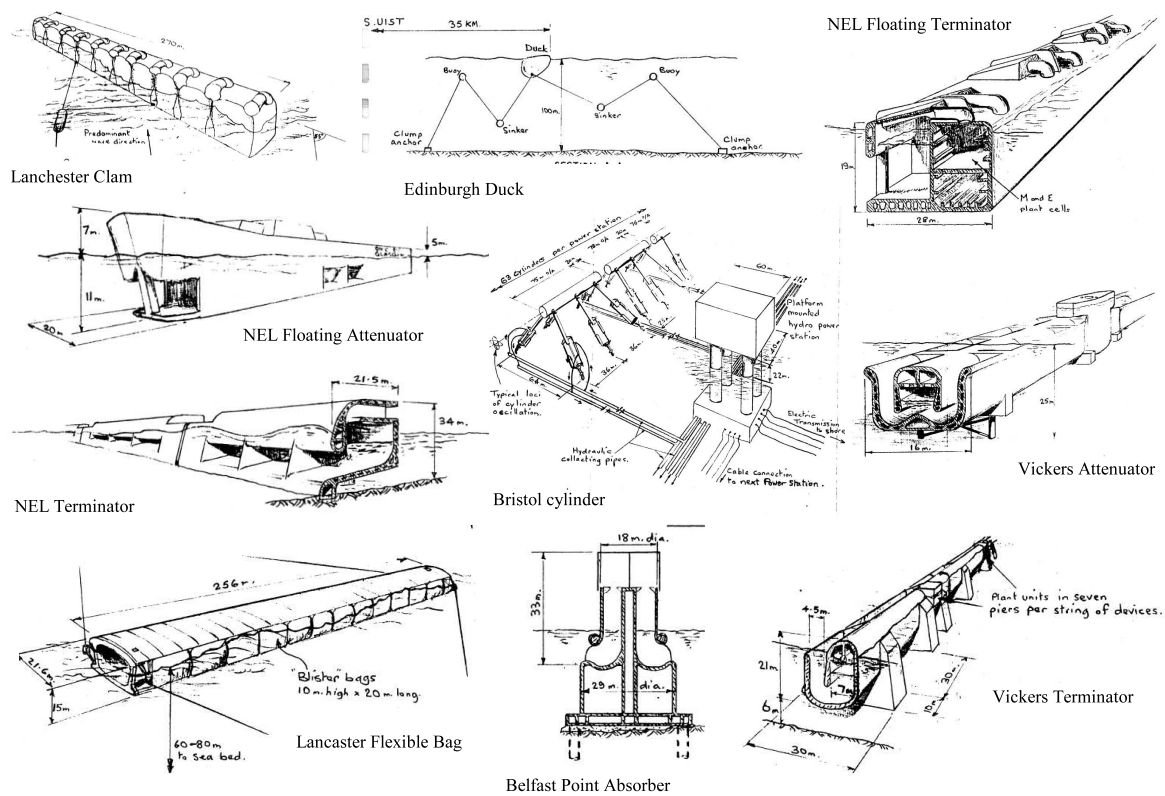


FIGURE 2.7 – Les technologies houlomotrices considérées dans l'étude technico-économique britannique de 1982 [33].

[34], figure 2.8.

En France, en 1981, un état de l'art sur les technologies avait été réalisé par le CNEXO-COB [17], en particulier par rapport au positionnement de la France par rapport à l'ambitieux programme britannique de l'époque. Le rapport concluait que, la France ayant fait le choix d'une solution tout nucléaire, il n'était « pas cohérent (...) d'encourager les industriels français à se lancer dans un programme de développement des houlomotrices calqué sur le modèle britannique ». Il concluait cependant que l'énergie houlomotrice présentait une possibilité de développement intéressante pour des communautés ou sites isolés. En effet, une étude publiée en 1978 avait conclu à la viabilité d'une centrale houlomotrice à déferlement pour l'île Maurice en comparaison à des centrales thermiques diesel [35]. En 1983, un rapport de thèse ayant porté sur un prototype de centrale à déferlement pour l'île de Maré dans le pacifique Sud arrivait à la même conclusion de compétitivité par rapport à d'autres sources énergétiques [36]. Dans les deux cas, les projets devaient être installés sur la barrière de corail, et le lagon était utilisé comme réservoir.

En Norvège, des programmes de recherche furent financés sur sensiblement la même période par le Ministère du Pétrole et de l'Énergie [37]. Ces programmes aboutirent à la construction de plusieurs prototypes. En 1978, un *point absorber* contrôlé par *latching* fut testé en mer. Le flotteur était constitué d'une bouée cylindrique à fond hémisphérique de 6 m de diamètre, et était équipé d'un vérin hydraulique pour la conversion d'énergie et l'application du contrôle. Des variations de ce même concept, essentiellement sur la forme du flotteur, furent testés à l'échelle 1/10 entre 1981 et 1983 pour une durée totale de 170 jours. Selon [37], le système était en mesure de fournir 500kW à pleine puissance. En 1985, un système à déferlement dénommé *TAPCHAN* (pour *TAP*ered *CHAN*nel) fut déployé sur le littoral à Toftestallen. La puissance installée était de 350 kW, pour une largeur du collecteur de 55 m. Le second est une colonne d'eau oscillante (connu sous le nom de *colonne Kvaerner*). La largeur de la colonne d'eau était de 10m et la puissance installée de 500 kW. Le prototype fonctionna correctement pendant deux ans avant

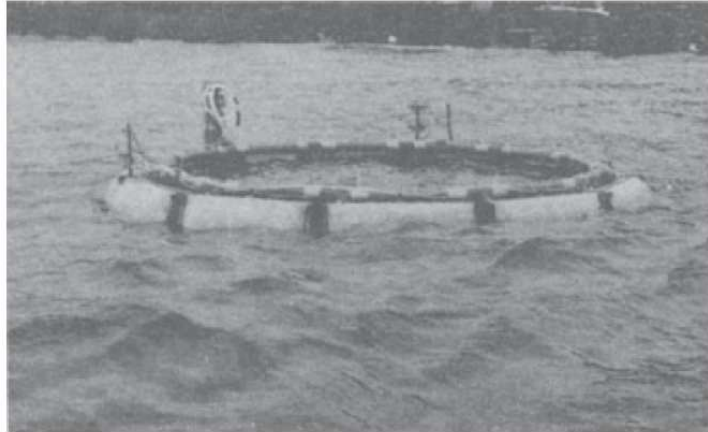


FIGURE 2.8 – Le prototype à l'échelle 1/10 du Circular Clam en essais sur le Loch Ness. Source : [34]



FIGURE 2.9 – Prototypes houlomoteurs testés en Norvège entre 1978 et 1988. A gauche, un *point absorber*, au centre, le TAPCHAN, à droite, la colonne Kvaerner. Source : [37]



FIGURE 2.10 – La centrale à colonne d’eau oscillante intégré à la digue du port de Sakata au Japon en 1990. Source : [25]

qu’une tempête en 1988 n’emporte la partie supérieure où se trouvait la génératrice. Les projets de réparation ne furent jamais mis en oeuvre.

2.3 1985 - 1998 : le creux de la vague

En 1986, Shigeru Naito et Shoichi Nakamura publie un article important sur le contrôle optimal [38]. Il y est montré que, bien que séduisant en théorie dans le domaine fréquentiel, le contrôle optimal présente des grandes difficultés de mise en oeuvre pratique. D’une part, dans le domaine temporel, le contrôle optimal est **non-causal**, c’est-à-dire qu’il dépend du futur de la réponse. Il nécessite donc de **prédire la houle incidente** quelques secondes dans le futur. D’autre part, il nécessite de mettre en oeuvre des niveaux de **puissance réactive** considérable, typiquement un ordre de grandeur supérieur à la puissance moyenne. Cependant, les auteurs remarquent que cette difficulté est réduite dans le cas des parcs de systèmes par effet de foisonnement.

En 1990, deux prototypes de colonnes d’eau oscillante sont construits en Asie : l’un à Trivandrum, en Inde pour une puissance nominale de 125 kW et l’autre à Sakata, au Japon pour une puissance de 60 kW, figure 2.10. Le second est particulièrement remarquable dans le sens où il était intégré à la digue du port [25]. Il s’agit de la première hybridation d’usages (ici production d’énergie et protection portuaire), hybridation dont l’objectif est en général le partage des coûts entre les fonctions.

En Europe, l’activité sur la période 1985 - 1991 est considérablement réduite en comparaison avec la période précédente, en raison de la disparition de la plupart des sources de financement. Elle est essentiellement concentrée dans les laboratoires académiques. Dans une perspective de réduction des coûts, les travaux portent sur le contrôle et l’optimisation des technologies de l’époque [39], [40].

En 1991, un projet mené par l’équipe de Trevor Whittaker de Queen’s University Belfast aboutit à la réalisation d’un prototype de centrale à colonne d’eau oscillante sur l’île de Islay, en Ecosse. La puissance nominale du prototype était de 75 kW, pour un coût de 887 000£ [16].

La même année, la Commission Européenne décida d’inclure l’énergie des vagues dans son programme de recherche. Ce fut le signal du renouveau en Europe. Depuis, le soutien de la Commission Européenne à la filière a été particulièrement remarquable par sa constance et son intensité, plusieurs dizaines de projets ayant bénéficié de son financement.

L’un des premiers projets financés par la Commission fut la mise en place d’un atlas de la ressource énergie des vagues en Europe (WERATLAS) [41]. Puis la Commission apporta son soutien au projet de centrale à colonne d’eau oscillante de Pico (500kW), qui fut construite de 1995 à 1998, figure 2.11. Cependant, des problèmes techniques sur la turbine Wells retardèrent sa mise en service. La centrale ne fonctionna que pendant une courte période en octobre 1999, puis fut mis en sommeil jusqu’en 2004. La Commission Européenne apporta également son soutien au



FIGURE 2.11 – La centrale à colonne d’eau oscillante de l’île de Pico, aux Açores. Source [42]

système OSPREY, également basé sur le principe de la colonne d’eau oscillante. Un prototype de l’OSPREY fut construit, figure 2.12, mais les opérations d’installation tournèrent mal en raison de conditions météorologiques défavorables, et le prototype fut perdu.

Une autre centrale à colonne d’eau oscillante (LIMPET, 500kW) fut construite en 2000 par la société Wavegen (devenue par la suite Voith Siemens) sur l’île de Islay, en Ecosse, figure 2.13. Cette centrale fut essentiellement utilisée comme moyens d’essai pour des turbines à air [43].

En 1993, la société hollandaise Teamwork Technology lança un projet de technologie houlomotrice de type *point-absorber* connu sous le nom de AWS (pour Archimedes Wave Swing). Ce projet aboutit en 2001 à l’installation au Portugal d’un démonstrateur de 1 MW, figure 2.14. Un aspect remarquable de ce système était l’utilisation d’une génératrice linéaire à entraînement direct qui fut construite par Alstom. Malheureusement, des problèmes techniques survinrent lors de l’installation du prototype (pompe défaillante et envahissement d’un compartiment étanche), et il fut perdu corps et biens.

Au Japon, en 1998, un nouveau prototype de colonne d’eau oscillante - le *Mighty Whale* - fut installé, après 13 ans de développement [44]. Il s’agissait d’un système monté sur une barge flottante, d’une largeur de 30 m, d’une longueur de 50 m, d’un déplacement de 4380 tonnes et d’une puissance nominale de 110 kW, figure 2.15. Le prototype fut testé pendant 2 ans. Une disponibilité de 75 % fut mesurée. Sur la durée des essais, il produisit 84 MWh soit 6 kW de puissance en moyenne.

2.4 1998 - 2012 : le déferlement de technologies

La période 1998 - 2012 est marquée par un accroissement considérable de l’activité et des projets de récupération de l’énergie des vagues, à tel point qu’il devient difficile de tous les dénombrer. Disons qu’à l’apogée de la période, le nombre de projets excède facilement la centaine. Un rapport de 2009 de la *World Intellectual Property Organization* indique que le nombre de brevets sur l’énergie des vagues déposés sur la période 1978 - 2005 dépasse les 1600 [45], voir figure 2.16. Rien que pour l’année 2013, le nombre de brevets dépassa 80 [6]. Dans la suite de cette mise en perspective historique, on présente principalement les projets pour lesquels des démonstrateurs en mer ont été déployés.

Sur un plan académique, deux ouvrages importants sont publiés sur cette période : « *Ocean*



FIGURE 2.12 – Le système houlomoteur Osprey lors de son déploiement en Ecosse.



FIGURE 2.13 – La centrale à colonne d'eau oscillante sur l'île de Islay, en Ecosse.

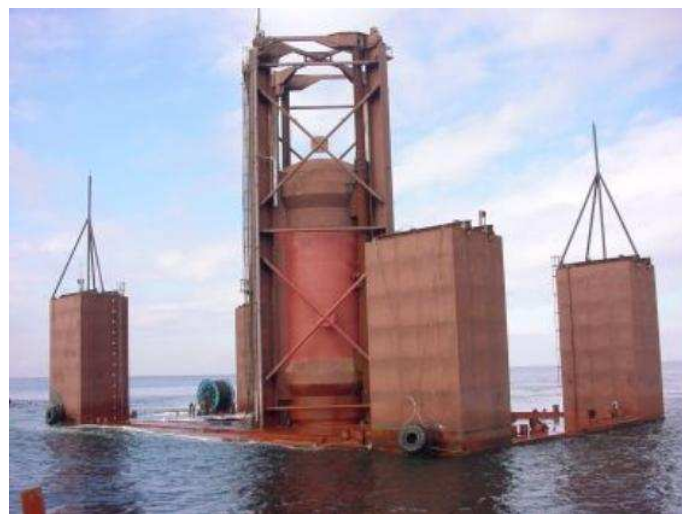


FIGURE 2.14 – Le prototype AWS en déploiement au Portugal.



FIGURE 2.15 – Le système à colonne d'eau oscillante flottante Mighty Whale au Japon.

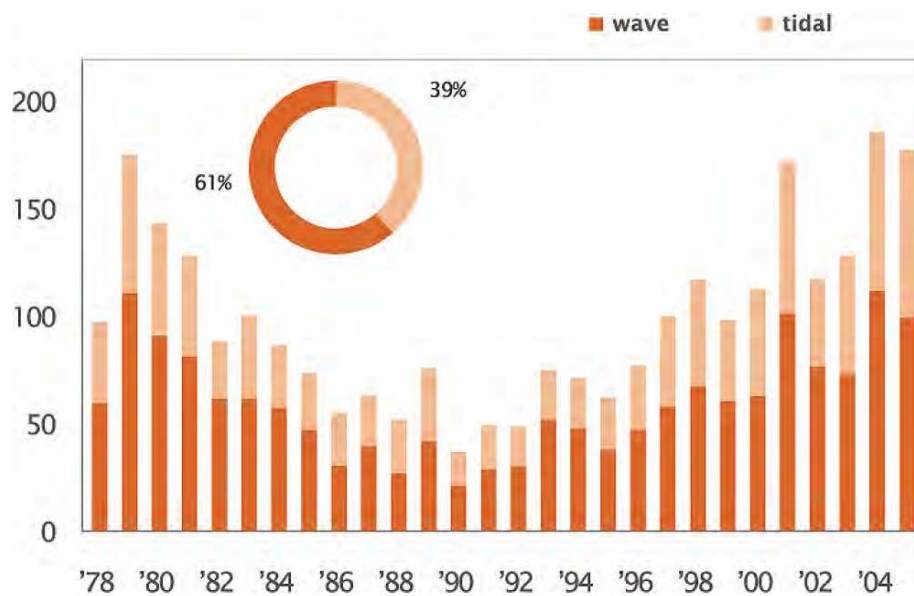


FIGURE 2.16 – Nombre de brevets déposés pour des technologies houlomotrices ou hydroliennes sur la période 1978 à 2005. On pourra remarquer le creux relatif autour des années 1990. Source : [45]



FIGURE 2.17 – Le prototype à l'échelle 1/4.5 du *Wavedragon* qui fut déployé au Danemark.

waves and oscillating systems : linear interactions including wave-energy extraction » par Johannes Falnes en 2002, et « *Ocean wave energy : current status and future perspectives* » par João Cruz en 2008. L'European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC) connaît un succès croissant : 70 articles en 2003 à Cork (Irlande), 78 en 2005 à Glasgow (Royaume-Uni) , 103 en 2007 à Porto (Portugal), 133 en 2009 à Uppsala (Suède), 220 en 2011 à Southampton (Royaume-Uni) puis 211 en 2013 à Aalborg (Danemark) et enfin 300 en 2015 à Nantes (France). D'autres conférences sur le sujet sont créées : l'International Conference on Ocean Energy (ICOE) en 2006 puis l'Asian Wave and Tidal Energy Conference (AWTEC) en 2012.

2.4.1 En Europe

De 1998 à 2002, le Danemark finança un ambitieux programme visant à faire émerger des technologies houlomotrices innovantes [46]. Il s'agissait d'un appel à projet ouvert, destiné aux développeurs de technologies, dont l'objectif était de réaliser une étude technico-économique comparative des différentes solutions. 15 systèmes différents furent considérés (dont le fameux système *Wavedragon*, et le système hybride Eolien-Houlomoteur *Poseidon*). La performance énergétique des technologies fut évaluée par des essais en bassin sur modèles réduits. Au final, le coût de l'énergie fut estimée pour les technologies les plus performantes à 1 €/kWh. Un prototype du *Wavedragon* à l'échelle 1/4.5 fut néanmoins construit et installé en 2003 à Nissum Bredning (Danemark), figure 2.17. Le prototype connu des problèmes techniques au démarrage (rupture du système d'ancrage notamment), mais put finalement être testé de 2003 à 2005 puis de 2006 à 2007. Des projets de prototype à pleine échelle furent annoncés par la suite, notamment en Cornouailles, mais ne furent jamais réalisés.

En 1998, la société Ocean Power Delivery fut créée en Ecosse par Richard Yemm (ancien doctorant de Stephen Salter) pour développer la technologie *Pelamis*. En parallèle, le gouvernement britannique décida de la mise en place d'un site en mer pour les essais de technologies énergies marines (houlomoteurs mais aussi hydroliennes). En 2003, le site EMEC (European Marine Energy Centre) ouvrit ses portes dans les îles Orkney en Ecosse. Le site accueillit en 2004 le premier démonstrateur de la technologie *Pelamis*, le *Pelamis P1*. Il mesurait 120 m de long, 3.5 m de diamètre pour une puissance installée de 750 kW. Le prototype fut testé pendant 3 ans. Deux autres machines furent fabriquées et l'ensemble fut vendu à un consortium pour la réalisation de ce qui fut le premier parc houlomoteur au Portugal, figure 2.18. Les machines furent installés à l'automne 2008 au Portugal. Malheureusement, des problèmes techniques apparurent rapidement (pièces défectueuses dans le système d'ancrage). En raison de la crise financière, le porteur de projet ne parvint pas à trouver les fonds pour faire les réparations nécessaires. Après



FIGURE 2.18 – L'une des trois *Pelamis* qui fut installé dans le parc houlomoteur d'Aguçadoura au Portugal.



FIGURE 2.19 – Le prototype à l'échelle 1/5 du système à multiples colonnes d'eau oscillante *Sperboy* au Royaume-Uni.

seulement quelques mois, le projet de parc houlomoteur fut abandonné et les machines ramenées au port.

Ce ne fut néanmoins pas la fin de l'histoire pour Pelamis. Sur la base des essais réalisés à EMEC, le P1 fut remplacé en 2008 par le Pelamis P2, de longueur 180 m, de diamètre 4m et d'une puissance installée de 750 kW. Le premier exemplaire (P2-001) fut vendu en 2009 à l'énergéticien Allemand E-ON, puis construit et installé à EMEC en 2010. Un second exemplaire de la technologie fut vendu à ScottishPower Renewables (P2-002) et fut également installé à EMEC. Les deux machines y furent testés jusqu'en 2014, date jusqu'à laquelle le Pelamis était le leader en technologies de récupération de l'énergie des vagues.

En 2001, un prototype à l'échelle 1/5 du système flottant à multiples colonnes d'eau oscillante *Sperboy*, figure 2.19 est testé en mer près de Plymouth. A Belfast, après avoir longtemps travaillé sur les colonnes d'eau oscillante, les chercheurs de Queen's University (Trevor Whittaker, Matt Folley) s'intéressent aux systèmes houlomoteurs de type **batteurs inversés**. Ces travaux conduisent à la création en 2005 en Ecosse de la société Aquamarine Power dans l'objectif est de développer la technologie *Oyster*. Un prototype, l'*Oyster 1* fut installé en 2009 à EMEC. Il mesurait 18 m de large pour 12 m de hauteur. L'*Oyster 1* fut rapidement remplacé par l'*Oyster 800*, de largeur 26 m et de hauteur 12 m, dont un prototype fut installé en 2011 à EMEC et testé jusqu'en 2015 [15].

En 2002, paraît l'article scientifique « *Wave energy in Europe : current status and perspectives* » par A.H. Clément et al. [47], aujourd'hui probablement l'article le plus cité dans le

FIGURE 2.20 – L’*Oyster 800* à EMEC en Ecosse.

domaine énergie des vagues. La même année, à l’Ecole Centrale de Nantes, Alain Clément invente la technologie *SEAREV*, qui fut développé jusqu’en 2009 [7]. En 2005, le projet de site en mer SEMREV est lancé, dont l’objectif initial était d’accueillir un démonstrateur de la technologie *SEAREV*. Ce site, équivalent Français du site Ecossais EMEC, est situé dans l’océan Atlantique au large du Croisic. Il est opérationnel depuis 2012 [48] et accueillera en 2016 en fait de technologie de récupération des énergies marines une éolienne flottante..

En 2003, le Wave Energy Centre (aujourd’hui WavEC - Offshore Renewables) est créé avec pour objectif de faciliter le développement des énergies marines renouvelables. L’une de ses premières actions fut de remettre en état de fonctionnement la centrale à colonne d’eau oscillante de Pico (2004-2006). Depuis lors, elle est utilisée comme démonstrateur et pilote de recherche, notamment avec l’objectif d’améliorer sa fiabilité. En 2010, la centrale produisit ainsi 45 MWh pour une durée de fonctionnement de 1400 heures environ [49]. Construite en 1995 - 1998, la centrale de Pico a presque 20 ans aujourd’hui. Sa structure est fragilisée et un projet de réparation a été lancé [42].

Ailleurs en Europe, la société *Wavebob* est créé en Irlande en 2001, sur un concept de *point-absorber*. Un démonstrateur à l’échelle 1/4 est testé en mer en 2006 et en 2007, dans le baie de Galway. Sur la même période, l’équipe de Tony Lewis de University College Cork testa au même endroit un prototype à l’échelle 1/4 d’un système à colonne d’eau oscillante de type BBDB. En Suède, l’équipe de Mats Leijon d’Uppsala University développe un concept de *point-absorber* depuis 2002, et un prototype fut installé en 2006 en mer sur le site de Lysekil. La société *Seabased* fut créé, et seize versions de la technologie ont été testées jusqu’à ce jour [50]. En Finlande, la société AW-Energy est créé en 2002 pour développer la technologie *Waveroller*, figure 2.24. Des prototypes à l’échelle 1/2 furent testés de 2006 à 2008 au Portugal, puis un prototype pleine échelle d’une puissance nominale de 300 kW en 2012. En Espagne, en 2007 et 2008, 16 systèmes à colonne d’eau oscillante furent intégrés à la nouvelle digue du port de Mutriku [51]. La centrale fut inaugurée en 2011. Sa puissance installée est 300 kW.

En Norvège, en plus des travaux de recherche académique conduits par NTNU Trondheim, la société Fred. Olsen installa en 2004 le démonstrateur *Buldra*. En 2009, un concept de *point-absorber* nommé *Bolt* fut installé au large de Risør. Il fut testé de Juin à Décembre 2009, puis d’Avril à Décembre 2010, et produisit 3360 kWh au total [53]. En avril 2012, Fred. Olsen installa le *Lifesaver*, figure 2.26, à Falmouth au Royaume-Uni. En avril 2013, au bout d’un an, il avait produit 4640 kWh [54]. Ce même prototype a été envoyé début 2015 à Hawaii, où il devrait être installé au large de l’île de O’ahu.

Au Danemark, dans la suite du *Bølgekraftprogram* de 1998-2002, l’activité énergie des vagues est restée importante jusqu’à aujourd’hui. En 2003, la société *Wavestar* est créée. Un démonstrateur à l’échelle 1/10 est installée en 2006 sur le site de Nissum Bredning. Le prototype fonctionna correctement pendant plus de 15 000 heures [55]. Par la suite, un démonstrateur à l’échelle 1/2 fut installé en 2009 sur le site de Hanstholm, et raccordé au réseau en juillet 2010 (figure 2.27).



FIGURE 2.21 – Le démonstrateur à l'échelle 1/4 du *Wavebob* en Irlande.



FIGURE 2.22 – Le démonstrateur à l'échelle 1/4 de l'*OEbuoy* en Irlande.



FIGURE 2.23 – Le démonstrateur *Seabased* en Suède.



FIGURE 2.24 – Le démonstrateur *Waveroller* lors de son déploiement au Portugal, en 2011. Source : [52]



FIGURE 2.25 – La centrale à colonnes d'eau oscillante intégrée à la digue du port de Mutriku au Pays Basque Espagnol.



FIGURE 2.26 – Le démonstrateur *Lifesaver* à Falmouth, au Royaume-Uni, en 2012. Source : [54]



FIGURE 2.27 – Le prototype du *Wavestar* à l'échelle 1/2 au Danemark



FIGURE 2.28 – Le prototype du *DEXAWAVE* au Danemark

Le démonstrateur a fonctionné plus ou moins en continu jusqu'en juillet 2013, puis fut arrêté en prévision de travaux d'amélioration. Un aspect remarquable de ce projet est que les données sont largement disponibles via le site internet de la société. Des démonstrateurs d'autres technologies furent testées sur la même période, dont les systèmes *DEXAWAVE* [56] et *CRESTWING* [57] ou le *P37* [58], système hybride éolien - houlomoteur de la société Floating Power Plant, figures 2.28, 2.29 et 2.30.

En 2008, en Espagne, un démonstrateur à l'échelle 1/4 de la technologie *Oceantec* est testé en mer, figure 2.31. Le prototype mesurait 11.25 m de longueur. La même année, en Finlande, la société Wello est créé pour développer la technologie houlomotrice dénommé *Penguin*, figure 2.32 [59]. Un prototype pleine échelle, d'une longueur de 30 m, fut construit en 2011 et déployé une première fois en 2012 sur le site EMEC. Après modifications, il fut déployé à nouveau en 2013, et les développeurs indiquent avoir atteint une demi-année de fonctionnement continu en conditions nominales en 2014.

Sur toute cette période, le soutien de la Commission Européenne a été considérable, à travers le financement de nombreux projets. Sur 2003-2007 puis 2008-2012, les projet ITN-Wavetrain et Wavetrain2 ont formé une part significative des ingénieurs et chercheurs aujourd'hui actifs en R&D sur l'énergie des vagues. Sur 2003-2007, le projet FP6/CA-OE a permis une diffusion des bonnes pratiques à l'échelle Européenne. Enfin, plusieurs démonstrateurs ont bénéficié du soutien de la Commission : projet FP6/SEEWEC pour *Bolt* (2005-2009), FP6/WAVEDRAGON MW pour *Wavedragon* (2006-2009), FP6/Nereida MOWC pour Mutriku (2007-2010), FP7/SURGE pour *Waveroller* (2009-2012), FP7/STANDPOINT pour *Wavebob* (2009-2014), entre autres.



FIGURE 2.29 – Le prototype du *CRESTWING* à l'échelle 1/5 au Danemark en 2011



FIGURE 2.30 – Le démonstrateur du système hybride *Poseidon P37* de Floating Power Plant au Danemark.



FIGURE 2.31 – Le démonstrateur à l'échelle 1/4 de la technologie *Oceantec* en Espagne en 2008.
Source : [25]



FIGURE 2.32 – Le prototype pleine échelle du Wello *Penguin* à EMEC.



FIGURE 2.33 – Le prototype de l’Oceanlinx, échoué en Australie en 2014.

2.4.2 Dans le reste du monde

En 1997, la société *Oceanlinx* (Energetech à l’époque) fut créée en Australie pour développer un système à colonne d’eau oscillante flottant. Un prototype fut installé en Mars 2010 à Port Kembla. Il coula en mai de la même année suite à une avarie sur les lignes d’ancrage. Un second démonstrateur fut construit fin 2013. Malheureusement, un peu comme pour l’*OSPREY* en 1995, son installation début 2014 ne se passa pas comme prévue. Le système fut échoué sur la côte sud de l’Australie, et *Oceanlinx* fit faillite quelques temps après (figure 2.33).

Toujours en Australie, la technologie *CETO* (*point-absorber*) est en développement depuis 1999 par la société Carnegie [60]. Un prototype fut installée en 2006 (*CETO 1*) à Fremantle. Puis vinrent en 2006 et 2008 des prototypes du *CETO 2*, suivis en 2011 du *CETO 3* (80 kW) installé à Garden Island, sur la côte Ouest de l’Australie. Une licence d’exploitation de la technologie fut achetée par EDF Energies Nouvelles. En janvier 2014, un démonstrateur fut installé au large de l’île de la Réunion par EDF Energies Nouvelles et DCNS. Il fut détruit par l’ouragan Bejisa une semaine plus tard, probablement à cause de la rupture du tendon. Fin 2014 et début 2015, Carnegie installa un premier *CETO 5* (240 kW), puis un second, dans le cadre d’un projet visant à fournir de l’énergie à une base de la Marine Australienne. Au 27 janvier 2015, la première unité cumulait 1700 heures de fonctionnement. Un *CETO 6* (1MW, 20 m de diamètre) est prévu pour 2016. Par ailleurs, à Port Fairy près de Melbourne, la société BioPower Systems prévoit d’installer en 2015 un prototype du *bioWAVE* de 250 kW, technologie en développement depuis 2006 [61].

En Chine, un prototype de colonne d’eau oscillante de 100 kW fut construit dans le cadre du neuvième plan quinquennal (1996 - 2000), figure 2.36, par le Guangzhou Institute of Energy Conversion [62]. En 2013, un démonstrateur de 100 kW de la technologie *Salter’s Duck* a été déployé par le même institut [62], figure 2.37.

Aux Etats-Unis, entre 2002 et 2004, une étude technico-économique fut réalisée afin d’évaluer les opportunités de déploiement pour 8 technologies [63]. L’étude conclua qu’à cette époque, seule la technologie Pelamis avait une maturité suffisante pour pouvoir envisager l’installation



FIGURE 2.34 – Un prototype du Ceto en installation à Perth, Australie, en 2014. Source : [60]

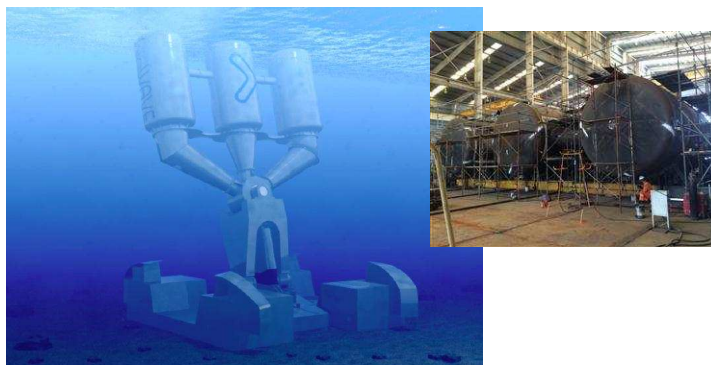


FIGURE 2.35 – Le prototype du bioWAVE en construction en Australie en 2015. Source : [61]

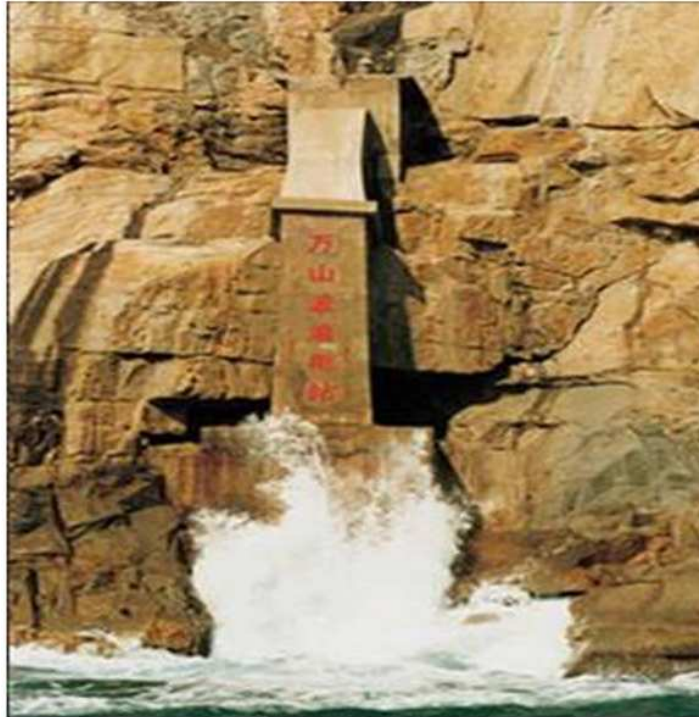


FIGURE 2.36 – Un prototype de colonne d'eau oscillante à la fin des années 1990 en Chine.
Source : [62]



FIGURE 2.37 – Un démonstrateur de 100 kW de la technologie *Salter's Duck* en Chine en 2013.
Source : [62]



FIGURE 2.38 – Le prototype du système *Powerbuoy* en Espagne en 2008.



FIGURE 2.39 – Le démonstrateur à échelle réduite du *SeaRay* aux Etats-Unis en 2011. Source : [25]

de prototypes. L'étude comprenait plusieurs technologies nord-américaines, dont la technologie *Aquabuoy* (*point absorber*). Un prototype fut testé au large de l'Oregon en 2007. Il coula sept semaines après le déploiement en raison d'une pompe de cale défaillante. Depuis 1994, la société Ocean Power Technologies (OPT) [64] développe un *point-absorber* connu sous le nom de *Powerbuoy* 2.38. Plusieurs prototypes furent testés en mer, notamment en Espagne en 2008 (40kW), à Hawaii en 2009 et 2011 et au New-Jersey en 2011. Un prototype du *SeaRay*, développé en collaboration entre Oregon State University et Columbia Power fut testé en 2011 près de Seattle, figure 2.39.

En 2012, au Brésil, un prototype de système houlomoteur fut installé à Pecem, figure 2.40. En Israël, la société Eco Wave Power développe la technologie *Power Wind*, dont un démonstrateur a été construit en 2012 [65]. L'installation d'un nouveau démonstrateur est prévu en Chine fin 2015. En Nouvelle-Zélande, la technologie *WET-NZ* fut développée à la fin des années 2000. Les développements se poursuivirent aux Etats-Unis sous le nom d'*Azura* [66] et aboutirent également à la réalisation d'un démonstrateur. Il fut testé sur une période de 6 semaines au large de l'Oregon aux Etats-Unis en 2012.



FIGURE 2.40 – Le prototype de houlomoteur à Pecem au Brésil.



FIGURE 2.41 – Le prototype WET-NZ en Nouvelle-Zélande.

2.5 2012 - 2014 : une crise de confiance

Vers la fin des années 2000 et le début des années 2010, plusieurs grands groupes industriels étaient significativement impliqués dans des projets houlomoteurs, notamment des énergéticiens. Ainsi, Vattenfall avait investi dans *Wavebob* en 2009, et avait un projet de ferme houlomotrice avec *Pelamis*. E.on avait investi dans *Pelamis* également en 2009. Voith Siemens avait investi dans la centrale de Mutriku, Alstom dans *AWS*, EDF-EN dans *Ceto* et Chevron dans *Wavebob*, entre autres exemples.

Mais pour nombre de projets, le développement se révéla plus difficile (coûteux ?) que dans les ambitieux plans initiaux, et les investisseurs se firent plus précautionneux. L'énergie des vagues connut alors une crise de confiance, et les investisseurs se firent sceptiques. En 2012, Statkraft annonça qu'il mettait fin à son *Ocean Energy Program*. En 2013, *Wavebob* fit faillite, faut d'avoir pu trouvé de nouveaux investissements. Idem pour *AWS* quelques mois plus tard. Début 2014, le prototype *Oceanlinx* fut perdu lors de son déploiement, et la compagnie fit faillite à la fin de la même année. Ce fut le tour du leader *Pelamis* en Décembre 2014, alors que la compagnie avait employé plus de 70 personnes à son apogée et dépensé plus de 100 M£ dans le développement de sa technologie. Le même mois, Aquamarine (développeur de la technologie *Oyster*) annonça qu'il réduisait ses effectifs par plus de la moitié et se séparait de son dirigeant.

2.6 Conclusion : en 2015, le renouveau ?

Dans ce chapitre, on a pu voir comme l'histoire de la récupération de l'énergie des vagues s'illustre par sa diversité. Afin d'aider le lecteur à s'y repérer, la figure 2.42 présente une frise chronologique permettant de situer dans le temps bon nombre des technologies ayant été déployées en mer. On constate à quel point le développement de cette filière a pris un essor spectaculaire à partir des années 2000. Cependant, la crise de confiance des investisseurs dans ce domaine nous laisse penser que le secteur de l'énergie des vagues est aujourd'hui à un nouveau tournant dans son histoire.

Ce tournant va-t'il conduire à une forme d'extinction, comme dans le creux de la fin des années 1980, ou à un renouveau ? Certains éléments semblent indiquer que la balance penche plutôt du côté du renouveau. En effet, il est de mieux en mieux compris que la problématique fondamentale en énergie des vagues n'est pas : peut-on faire de l'électricité avec l'énergie des vagues ? La réponse est clairement positive. L'histoire récente et moins récente nous le montre, bon nombre de systèmes ont été déployés et testés sur des durées significatives, et de l'énergie électrique a été produite. La vraie problématique est la problématique du coût de l'énergie, et la question est donc : peut-on récupérer l'énergie des vagues à un coût qui permette d'accéder à un marché ? Notons que ce marché n'est pas nécessairement celui de l'électricité renouvelable sur le continent Européen, comme ça a été discuté au paragraphe 1.2.3.

Nombre d'acteurs privés et publics ayant intégrés cette problématique de coût de l'énergie, on voit émerger des approches différentes du problème. D'une part, des concepts innovants ont été proposés : systèmes de grandes dimensions et à grands nombres de flotteurs (*Weptos* [67]), systèmes déformables (*Anaconda* [68], *S3* [69]), concepts hybrides éolien-houlomoteur (*Poseidon* [58]). On y reviendra dans le paragraphe 3.3. D'autre part, des projets collaboratifs sont mis en place visant à traiter des briques technologiques plutôt que des technologies en elles-mêmes, dans l'espoir de faire progresser collectivement la filière (Appel à projet sur les convertisseurs d'énergie par *Wave Energy Scotland* par exemple [70]).

Chapitre 3

Les principes et les technologies de récupération de l'énergie des vagues

Sommaire

3.1	Classification des systèmes de récupération de l'énergie des vagues	55
3.2	Les principes de fonctionnement	58
3.2.1	Systèmes à déferlement	58
3.2.2	Colonne d'eau oscillante	59
3.2.3	Systèmes actionnés par la houle	60
3.3	Nouvelles tendances	68
3.3.1	Systèmes de grandes dimensions supportant de nombreux houlomoteurs	68
3.3.2	Systèmes souples ou déformables	70
3.3.3	Systèmes hybrides	73
3.4	Conclusion	75

Dans ce chapitre, on présente les différents principes de fonctionnement des systèmes de récupération de l'énergie des vagues. On commence par les principes de fonctionnement que l'on pourrait qualifier aujourd'hui de classique (car étudié et ayant déjà été mis en oeuvre dans des démonstrateurs il y a parfois plus de trente ans, cf chapitre précédent) et on en profite pour décrire également les solutions techniques habituelles pour la conversion d'énergie mécanique en énergie électrique (dénommé **Power Take-Off (PTO)** en terminologie anglo-saxonne). Ensuite, on présente ce qui nous semble être de nouvelles tendances, avec de vraies innovations par rapport aux technologies qui ont pu être testées par le passé.

3.1 Classification des systèmes de récupération de l'énergie des vagues

Même si un (très) grand nombre de technologies houlomotrices a été proposée, on peut finalement les grouper en un nombre limité de familles.

On classe ainsi parfois les technologies en fonction de leur distance à la côte, figure 3.1. On distingue ainsi les systèmes côtiers - c'est-à-dire installés sur la bande littorale - (on-shore en anglais), les systèmes proches de la côte (nearshore), caractérisés le plus souvent par le fait qu'ils exploitent dans leur principe de fonctionnement le fond de la mer comme point fixe, et les systèmes au large (offshore), pouvant fonctionner dans des profondeurs d'eau importantes (100 m et plus).

Une autre manière de classer les technologies se base sur leurs dimensions générales par rapport à la longueur d'onde de la houle et leur orientation par rapport à la direction de propagation, figure 3.2. On classe ainsi les technologies en barrage (**terminator**) lorsqu'il s'agit de systèmes faisant face à la houle, et de dimensions supérieures ou égales à l'ordre de grandeur de la longueur d'onde. Inversement, lorsque les systèmes sont de grandes dimensions mais avec

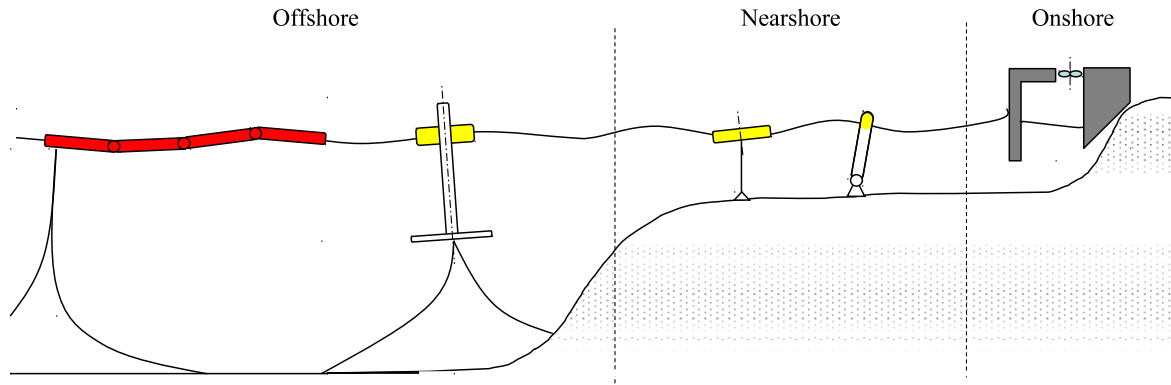


FIGURE 3.1 – Classification des systèmes houlomoteurs par rapport à la distance à la côte.

une dimension principale alignée avec la houle, on parlera alors d'atténuateurs (**attenuator**). Enfin, lorsque le dispositif est de petite dimension par rapport à la houle, on parlera d'absorbeur ponctuel (**point-absorber**).

Une troisième configuration consiste à classer les technologies en fonction de leurs principes de fonctionnement. C'est de notre point de vue la classification la plus pertinente, car c'est celle dont l'objectif est de refléter le principe physique à travers lequel se fait l'absorption d'énergie. L'une des plus représentatives a été proposée par Antonio Falcão dans [71]. Elle est reproduite figure 3.3. Dans cette classification, les systèmes sont regroupés en trois familles principales : les systèmes à colonne d'eau oscillante (**Oscillating Water Columns** en anglais, abrégés en **OWCs**), les systèmes à déferlement (**Overtopping devices**) et les systèmes à flotteurs actionnés par la houle (**wave-activated bodies**, parfois abrégés en **WAB**). Cette dernière famille couvre un large spectre de technologies. Falcão propose donc de distinguer les systèmes flottants des systèmes fixés au fond (dénommés « submerged » dans [71]) ; ainsi que les systèmes à mouvements principalement horizontaux (**Oscillating Wave Surge Converters**, souvent abrégés en **OWSCs**, dénommés « essentially rotation » dans [71]) et les systèmes pilonnants (**heaving buoys**, dénommés « essentially translation (heave) » dans [71]).

Cette classification nous semble particulièrement pertinente et sera donc principalement utilisée dans la suite de ce manuscrit. Cependant, nous ne ferons la distinction entre les systèmes référencés au fond et les systèmes flottants que pour les systèmes à mouvement principalement horizontaux. En effet, nous verrons dans le paragraphe 4.5 que les OWSCs flottants ou fixes présentent des performances hydrodynamiques très différentes selon qu'ils sont montés sur référence fixe ou flottante.

Les systèmes actionnés par la houle seront donc classés en systèmes à mouvement principalement de pilonnement (mouvement vertical), en systèmes à mouvement principalement de cavalement (mouvement horizontal) sur référence fixe, et en systèmes à mouvement principalement de cavalement sur référence flottante. Par souci de concision, on adoptera les abréviations ou notations anglo-saxonnes, soit **heaving buoys** ou **OWSCs** pour respectivement les systèmes à mouvement de pilonnement ou cavalement, respectivement. Dans la littérature (particulièrement dans la littérature ancienne), les systèmes à mouvements de pilonnement de type bouées cylindriques à axe vertical, de diamètres souvent modeste (< 10 m), sont parfois appelées « point-absorbers ». Cette appellation est abusive : si effectivement ces bouées pilonnantes relèvent bien des **point-absorbers** (dimension caractéristique petite par rapport à la longueur d'onde), inversement tous les point-absorbers ne sont pas des bouées pilonnantes. Des systèmes comme l'*Oyster* (OWSC) ou l'*Oceanlinx* (OWC) sont également des **point-absorbers**.

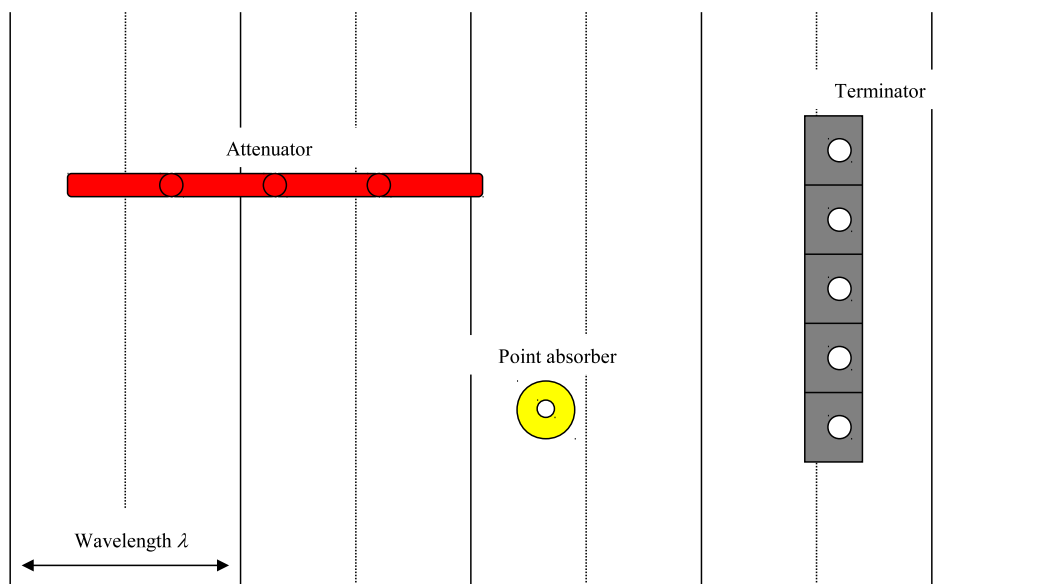


FIGURE 3.2 – Classification des systèmes houlomoteurs par rapport à leur dimension par rapport à la longueur d'onde et leur orientation par rapport à la direction principale de propagation.

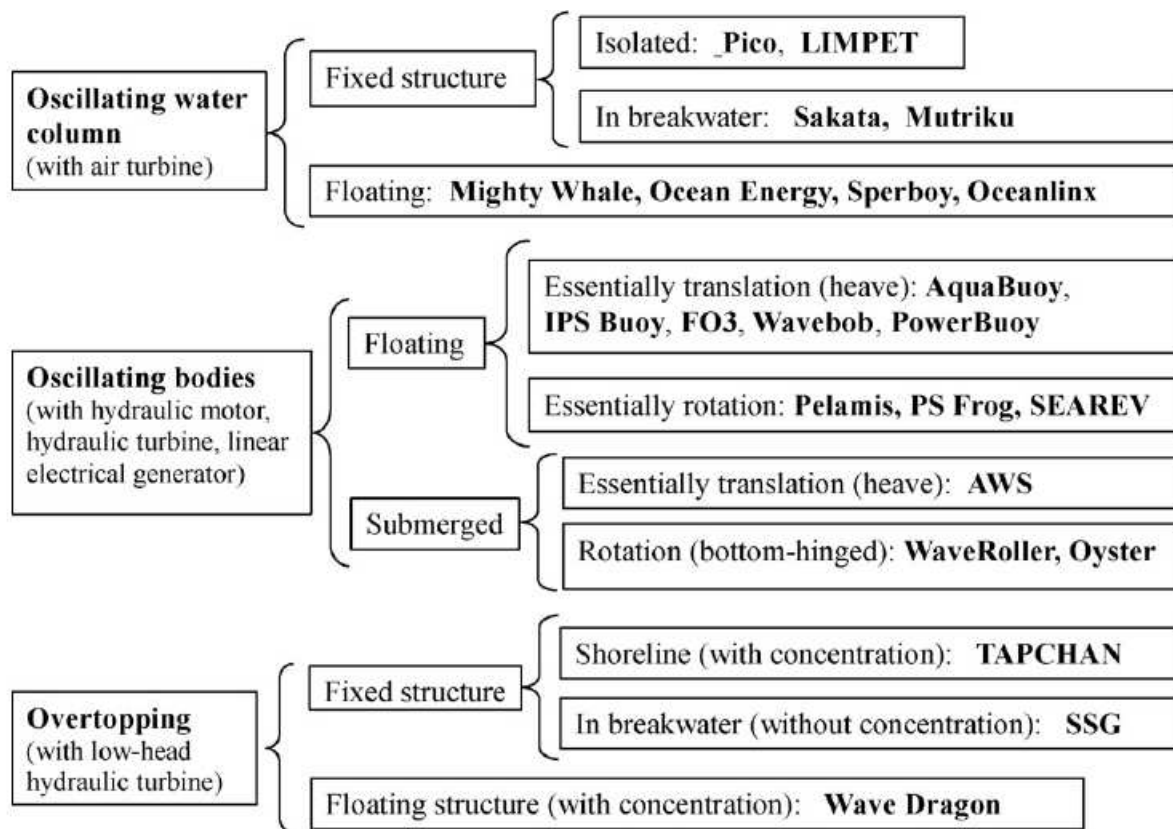


FIGURE 3.3 – La classification des systèmes houlomoteurs par principe de fonctionnement proposée par [71].

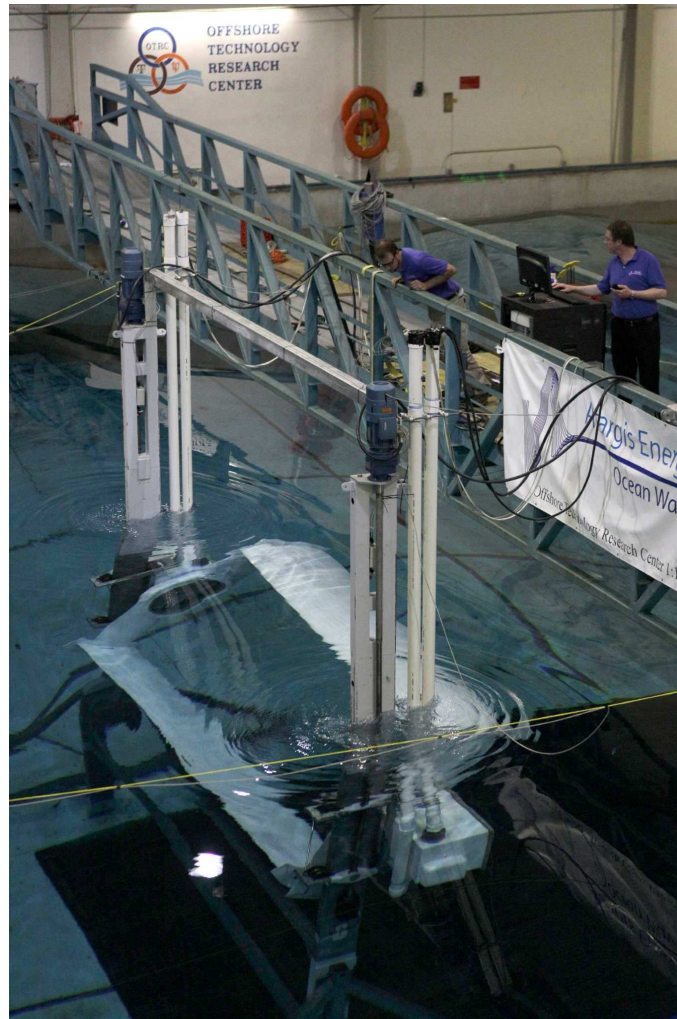


FIGURE 3.4 – Le système *Cycloidal WEC* d'Atargis.

Notons que cette classification n'est pas complètement exhaustive. En effet, des systèmes houlomoteurs mettant en oeuvre des profils portants (dits turbines à houle) ont été proposées [46]. Par exemple, le *Cycloidal WEC*, figure 3.4, est en cours de développement aux Etats-Unis [72]. Un projet serait également en cours de développement en Corée [73].

Dans les paragraphes suivants, on explicite les différents principes de fonctionnement. On présente les réalisations archétypales de ces principes sur la figure 3.5.

3.2 Les principes de fonctionnement

3.2.1 Systèmes à déferlement

Le principe de fonctionnement des systèmes à déferlement consiste à mettre à profit le jet de rive généré lors du déferlement des vagues sur une rampe pour remplir un réservoir située au dessus du niveau de la mer. La différence de hauteur d'eau entre le réservoir et le niveau moyen de la mer est transformée en énergie électrique par l'intermédiaire de turbines basse chute.

L'archétype du système à déferlement est le *Wavedragon*, que l'on a déjà évoqué dans le paragraphe 2.4.1 et qui fut inventé au Danemark à la fin des années 90. Il s'agit d'un système flottant. Comme on peut le voir sur la photographie du prototype à l'échelle 1/4.5, figure 2.17, il présente deux bras paraboliques destinés à focaliser la houle sur la rampe de déferlement au centre, augmentant ainsi les performances de la machine. La largeur du prototype était 57 m. A pleine échelle, l'envergure de la machine est donc 300 m pour un déplacement total de 33 000 tonnes. C'est un chiffre considérable, mais à mettre en regard des 7 MW de puissance nominale

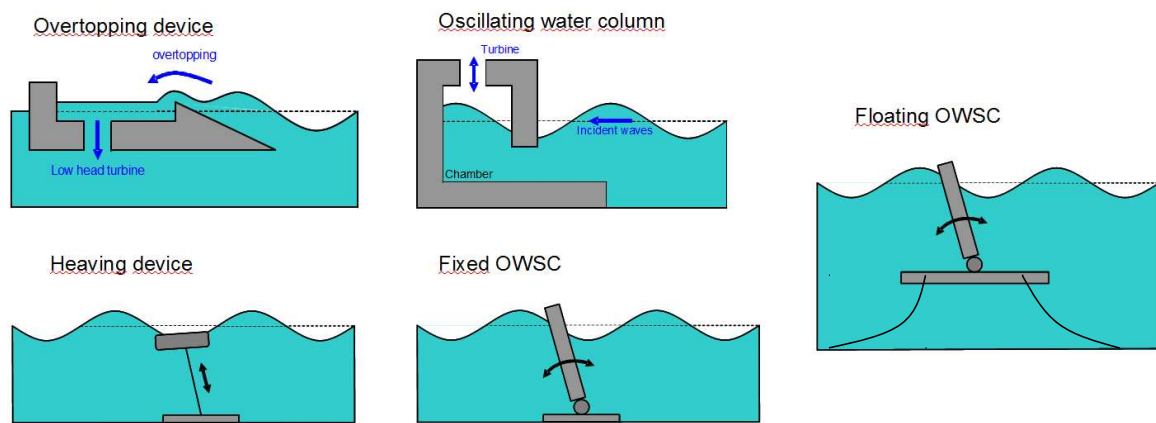


FIGURE 3.5 – Illustration des réalisations technologiques archétypales pour chaque principe de fonctionnement.

annoncée par le développeur, du même ordre de grandeur que les plus grandes éoliennes offshore. A l'heure actuelle, le *Wavedragon* est toujours le système houlomoteur pour lequel la puissance nominale annoncée¹ est la plus élevée.

Dans les systèmes à déferlement, la pente de la rampe est un paramètre critique car elle conditionne le type de déferlement. On souhaite maximiser l'énergie cinétique du jet de rive, et minimiser la génération de turbulence. Dans [74], il est indiqué que la pente optimale de la rampe pour le système *SSG* (variante multi-réservoir de l'archétype du système à déferlement) est 30 à 35°.

Un avantage certain des systèmes à déferlement est leur simplicité, d'un point de vue mécanique. A part les turbines basse chute, il n'y a en effet pas de parties mobiles². De plus, les turbines basses chutes sont des technologies largement éprouvées, et dont les rendements sont bons (90 % d'après [75]). D'autre part, ils présentent une capacité inhérente à lisser la production d'énergie, grâce au réservoir qui assure une fonction de stockage. Cependant, ce réservoir est nécessairement de dimensions importantes. A moins de bénéficier d'une configuration géométrique du littoral adéquate³ (comme par exemple pour les projets des îles Maurice ou Maré dans le début des années 1980, ou le *TAPCHAN*, cf paragraphe 2.2), les grandes dimensions du réservoir implique nécessairement des systèmes massifs (33 000 tonnes pour le *Wavedragon* à pleine échelle par exemple). Il présente donc des coûts d'investissement élevés. Des projets d'intégration de ces dispositifs à des ouvrages portuaires [74], [76] pourraient permettre de mutualiser les sources de coût liés au génie civil.

3.2.2 Colonne d'eau oscillante

Un système à colonne d'eau oscillante consiste principalement en une chambre partiellement remplie d'eau et présentant donc une surface libre interne. Cette chambre communique avec l'océan par l'intermédiaire d'une ouverture sous-marine. Dans la partie haute de la chambre, une ouverture est aménagée afin d'assurer une communication avec l'air extérieur, et on place dans cette orifice une turbine à air.

Lorsque les vagues s'engouffrent dans la chambre par l'intermédiaire de l'ouverture sous-marine, elles font monter le niveau d'eau moyen. L'air contenu dans la partie supérieure de la cavité est donc comprimé et cherche alors à s'échapper à travers l'ouverture pratiquée en partie

1. Ce chiffre doit être manié avec précaution. En effet, en soit, une puissance nominale ne signifie pas grand chose. Il serait trompeur de le considérer comme un indicateur de la performance énergétique de la machine (et donc des revenus que l'on peut en attendre). Pour cela, il faudrait également disposer du facteur de charge.

2. Les parties mobiles présentent souvent les inconvénients suivants : fatigue et usure des composants, présence de butées et fin de course qui peuvent poser problèmes en conditions extrêmes

3. et du soutien des populations locales

haute. Lorsque les vagues se retirent, le niveau moyen dans la chambre diminue, et il se crée donc une dépression dans la partie haute de la chambre et l'air à l'extérieur est aspiré à l'intérieur. La surface libre interne se comporte donc comme un piston liquide, oscillant de bas en haut, d'où le nom du dispositif. Au niveau de l'orifice, on obtient un flux d'air alternatif, qui est transformé en électricité grâce à une turbine à air. Dans la grande majorité des systèmes à colonne d'eau oscillante, la turbine à air est une turbine Wells (du nom de son inventeur, cf paragraphe 2.2), qui est aujourd'hui considérée comme une technologie éprouvée⁴.

Un exemple d'archétype de système à colonne d'eau oscillante est la centrale de Pico aux Açores, figure 2.11 qui fut construite pendant la deuxième moitié des années 1990 (voir paragraphes 2.3 et 2.4.1). Une étude de la performance énergétique de cette centrale a été publiée en 2011 par Pecher et al. [49].

Comme pour les systèmes à déferlement, un avantage certain des systèmes à colonne d'eau oscillante est l'absence de parties mobiles à part la turbine. Dans le cas de la turbine Wells, la vitesse de rotation élevée de la turbine (750 à 1450 rpm d'après [49]) permet également un lissage de la production d'énergie électrique. Cependant, comme pour les systèmes à déferlement, les systèmes sont massifs et présentent des coûts de génie civil important. De plus, leur implantation à grande échelle sur le littoral est difficilement envisageable pour des raisons esthétiques évidentes. Une première manière de résoudre ces difficultés est d'envisager leur intégration dans des ouvrages portuaires, comme pour les systèmes à déferlement. Plusieurs prototypes ont déjà été réalisés : port de Sakata au Japon en 1990, figure 2.10 cf paragraphe 2.3 et port de Mutriku au pays Basque Espagnol en 2011, figure 2.25, cf paragraphe 2.4.1 et [51]. On peut également envisager d'intégrer ces colonnes d'eau oscillante à des structures flottantes, comme dans le cas du prototype Japonais *Mighty Whale* en 1998, figure 2.15, cf paragraphe 2.3.

Un des inconvénients majeurs des systèmes à colonne d'eau oscillante est le rendement relativement faible des turbines à air. Dans [77], des résultats d'essai indiquent que le rendement maximal de la turbine Wells, en écoulement unidirectionnel, est 70 %. Les essais en mer du *Mighty Whale* ont permis de mesurer un rendement de l'ensemble turbine Wells plus génératrice électrique de l'ordre de seulement 45 % [44]. Une large part de l'énergie des vagues absorbée est donc perdue à l'étape de conversion de l'énergie par la turbine à air. Récemment [78], Falcão et al. ont proposé un nouveau concept de turbine à air bi-radiale dont le rendement pourrait être de 20 points supérieur à celui de la turbine Wells. Dans le même article, les auteurs présentent en introduction une revue de travaux sur les différentes technologies de turbine à air (Impulse turbine, Dennis-Auld turbine, ...). Le lecteur est invité à s'y référer pour plus d'informations sur le sujet.

3.2.3 Systèmes actionnés par la houle

Les systèmes actionnés par la houle constituent la plus grande famille de systèmes houlomoteurs. Le principe de base est toujours le même : un ou des flotteurs sont mis en mouvement par les vagues. Le mouvement relatif entre le ou les flotteurs et le fond de la mer (systèmes référencés au fond), ou entre les flotteurs entre eux (systèmes auto-référencés), est transformé en énergie électrique par un convertisseur. Ce *convertisseur* est dénommé **Power Take-Off (PTO)** en terminologie anglo-saxonne. Si le principe de base est commun, les réalisations varient par le nombre de flotteurs mis en oeuvre, le ou les types de mouvement utilisés (horizontaux, verticaux, rotation, etc) et que le système soit flottant ou référencé au fond. Comme indiqué plus haut, on distingue parmi ces systèmes actionnés par la houle, les systèmes à mouvement principalement vertical, les systèmes à mouvement horizontal sur référence fixe, les systèmes à mouvement horizontal sur référence flottante, et les autres, cf figure 3.5.

Houlomoteurs basés principalement sur un mouvement vertical (pilonnement)

C'est là probablement le principe de fonctionnement le plus simple et le plus immédiat : il s'agit d'exploiter le mouvement vertical d'un ou plusieurs flotteurs lorsqu'ils sont soumis à

4. Avec des fournisseurs renommés, comme Siemens par exemple [51]

l'action des vagues. Le mouvement vertical est dénommé **pilonnement** dans le contexte de l'architecture navale.

Sur la figure 3.5, on présente l'archétype de ces systèmes, que l'on qualifiera par la suite de **bouée pilonnante**. Cette bouée est axisymétrique (souvent cylindrique) et à axe vertical. Elle flotte à la surface de l'eau. Son diamètre est généralement assez grand devant son tirant d'eau. Elle est reliée à un point d'ancrage fixe au fond de la mer par l'intermédiaire d'un câble de liaison. Entre ce câble et le point d'ancrage, ou entre le câble et la bouée, on place le **Power Take-Off (PTO)**, c'est-à-dire le système de conversion dont le rôle est de transformer l'énergie cinétique en énergie électrique.

Le PTO peut se présenter sous la forme d'une génératrice électrique linéaire directe. Par exemple, c'est le cas du système *Seabased*, figure 2.23, dont plusieurs prototypes sont en démonstration en Suède (cf paragraphe 2.4.1). Le diamètre des bouées est de l'ordre de 5 m. Comme autre exemple, on peut mentionner le prototype de la première version de l'*AWS*, figure 3.17 était équipé d'une génératrice électrique linéaire directe d'1 MW fabriqué par Alstom. L'intérêt d'une génératrice électrique linéaire directe est a priori le bon rendement du convertisseur (>90 %). Cependant, la dynamique lente et les efforts élevés conduisent à des génératrices spéciales, de grandes dimensions, qui induisent des difficultés du point de vue de la fabrication mécanique et du respect des tolérances (en particulier au niveau de l'entrefer). De plus, elles nécessitent une masse d'aimant importante par rapport à la puissance nominale délivrée, du fait de la dynamique lente. Par ailleurs, la puissance électrique fournie est à l'image des oscillations de la houle : très fluctuante. Elle passe de 0 à sa valeur maximale sur des échelles de temps de l'ordre du quart de la période de la houle. Il est alors indispensable de mettre en oeuvre un système de lissage de l'électricité produite avant de l'exporter sur le réseau électrique. Tous ces aspects ont des répercussions évidentes sur le coût de la technologie.

Alternativement, le PTO peut se présenter sous la forme d'un vérin hydraulique. C'est cette solution qui a été choisie pour le système *Ceto*, figure 2.34, dont deux démonstrateurs de 240 kW sont en opération en Australie (cf paragraphe 2.4.2). Le *Ceto* diffère de l'archétype du système pilonnant du fait que la bouée n'est pas flottante mais immergée. Néanmoins, le principe de fonctionnement reste identique. La bouée, d'un diamètre d'environ 7 m, est à flottabilité positive, ce qui permet de maintenir une pré-tension importante dans le câble qui le relie au vérin hydraulique. Jusqu'à la version 5 de cette technologie, le vérin hydraulique était placé entre le point d'ancrage au fond de la mer et le câble relié à la bouée. Sous l'action des vagues, la bouée oscille de bas en haut, actionnant le vérin hydraulique. On obtient ainsi un débit de fluide sous pression, qui est ensuite utilisé pour entraîner une génératrice électrique classique via un moteur hydraulique. Bien souvent, le circuit hydraulique contient des accumulateurs hydrauliques permettant d'assurer un stockage de l'énergie, et donc une fonction lissage de la puissance produite. Sur le papier, cette solution PTO hydraulique est bien adaptée au cahier des charges énergie des vagues (dynamique lente, efforts importants). Cependant, elle pâtit notamment d'un rendement assez faible (65 à 75 % selon les configurations d'après [79]) et d'un besoin de maintenance élevé. Notons au passage que la conversion d'énergie hydraulique peut se faire à terre. On peut également envisager de produire à la fois de l'eau douce et de l'énergie électrique, en particulier si le fluide hydraulique est en fait de l'eau de mer mise sous pression par le vérin puis transportée à terre par des conduites. L'eau douce peut alors être obtenue par osmose inverse, et le résidu d'énergie hydraulique en sortie d'osmoseur être utilisé pour actionner une génératrice électrique via l'intermédiaire d'une turbine Pelton, figure 3.6.

Pour la version 6 de la technologie *Ceto* (1 MW, 20 m de diamètre), il a été décidé de placer le vérin hydraulique non plus au fond de la mer entre le point d'ancrage et le câble de liaison, mais en haut entre le flotteur et le câble, probablement dans le but de faciliter l'accès à ce composant. C'est également le choix qui a été fait pour la technologie *LifeSaver*, figure 2.26, dont un prototype de 400 kW et de 55 tonnes fut testé au Royaume-Uni en 2012 et 2013 (cf paragraphe 2.4.1). Dans cet exemple, la bouée, de forme toroïdale et de diamètre 16 m, est flottante, et le PTO est installé sur le pont de la bouée (pour faciliter l'accès). Au lieu de vérins, le système met en oeuvre des treuils (rotation au lieu de translation). On peut noter que l'utilisation de treuils

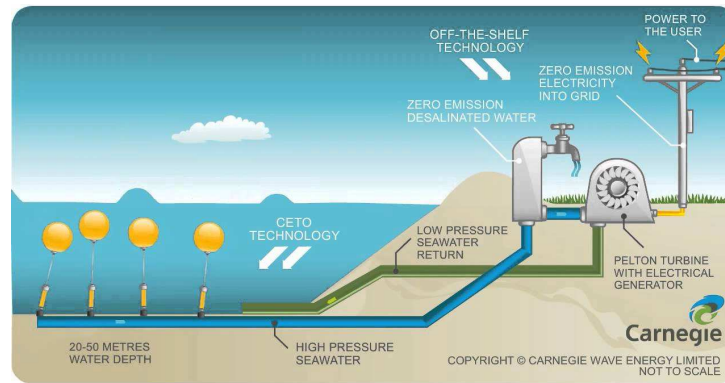


FIGURE 3.6 – Le schéma de principe du Ceto dans ses premières versions.



FIGURE 3.7 – Le Pelamis P2 en essai en Ecosse en 2012.

facilite la régulation de la tension dans le câble de liaison, qui est un autre point délicat pour les systèmes pilonnants référencés au fond. En effet, selon les conditions de vagues et la réponse du système, la tension dans le câble de liaison peut s'annuler à certains moments. Lorsque le câble se tend à nouveau, il y a génération d'une onde de choc (**snap loads**) dont les propriétés sont liées à l'élasticité du câble. La tension dynamique peut devenir très importante et, si elle excède la tension de rupture du câble, causer sa ruine ainsi que celle du système.

En grande profondeur d'eau, il n'est plus économiquement faisable d'exploiter le fond de la mer comme point fixe. Les systèmes doivent donc être auto référencés, comme par exemple le système *Powerbuoy*, figure 2.38, dont un prototype de 40 kW fut testé en Espagne en 2008. Il est constitué d'un tore flottant coulissant le long d'une longue colonne, également flottante et munie d'une jupe dans sa partie basse. Sous l'action des vagues, le tore oscille le long du flotteur central. C'est ce mouvement relatif qu'on exploite. Il est transformé en énergie par un convertisseur (PTO) constitué de vérins, accumulateurs et moteurs hydrauliques, et d'une génératrice électrique. Feu le système Irlandais *Wavebob* utilisait le même principe.

Toujours en grande profondeur, une variante consiste à placer les flotteurs non pas les uns à l'intérieur des autres, mais les uns à côté des autres. Les flotteurs sont alors reliés et articulés entre eux par des liaisons pivots d'axe horizontal, et c'est le mouvement relatif de rotation entre les flotteurs qui est exploité. Comme exemples de technologies basées sur ce principe, on peut mentionner le *Cockerell raft*, figure 2.4, dont un prototype d'1 kW fut testé dans le Solent dès 1978, ou les technologies *DEXAWAVE*, figure 2.28 et *CRESTWING*, figure 2.29, d'apparences très similaires au *Cockerell raft*, mais néanmoins imaginées et testées quelques 30 ans après.

Un autre exemple de système basé sur cette dernière variante - et particulièrement célèbre - est le Pelamis, figure 3.7. Dans sa dernière version (Pelamis P2), il était constitué de cinq

cylindres à moitié immergés, articulés les uns par rapport aux autres. Le diamètre de chaque cylindre était de 4 m pour une longueur de 36 m. Les mouvements relatifs entre les cylindres étaient utilisés pour actionner un PTO hydraulique. La puissance nominale était de 750 kW. Le système étant flottant, il était maintenu en position moyenne par un système d'ancrage constitué de lignes souples. Le système d'ancrage était connecté au premier tronçon de la machine par un **yoke**. Ce dispositif devait permettre une connexion/déconnexion rapide de la machine lorsqu'il était nécessaire de la ramener au port pour les opérations de maintenance. Technologie développée de 1998 à 2014, le Pelamis est un système pour lequel un grand nombre de prototypes ont été construits (3 prototypes P1, 750 kW, 120 m de long et 2 prototypes P2, 750 kW, 180 m). La compagnie Pelamis Wave fit faillite fin 2014.

Le lecteur attentif pourrait se demander pourquoi on a classé les systèmes à flotteurs articulés comme le Pelamis dans la catégorie des systèmes basés sur un mouvement principal vertical, alors que ce sont des mouvements relatif de rotation qui sont exploités et que la configuration géométrique diffère significativement de l'archétype de la **bouée pilonnante**, figure 3.5. La raison en est que, d'un point de vue macroscopique, ces systèmes sont composées essentiellement de flotteurs de grandes dimensions horizontales et soumis à des efforts verticaux, et dont le mouvement du centre de gravité est, au premier ordre, également vertical. Ces aspects ont des conséquences directes sur la forme du champ de vagues rayonnée par chacun des flotteurs : dans le champ lointain, il s'apparente très fortement au champ de vague émis par un flotteur animé d'un mouvement purement vertical. Comme l'aptitude d'un système houlomoteur est directement liée à la forme du champ de vagues qu'il émet dans le champ lointain, on classe ces systèmes dans la catégorie des variantes des systèmes à mouvement principalement vertical.

Néanmoins, il subsiste une différence importante entre ces variantes et les **bouées pilonnantes**. Ces derniers systèmes sont en effet insensibles à la direction de la houle (ils sont dits **omnidirectionnels**, alors que les systèmes à flotteurs articulés comme le Pelamis présentent les meilleurs performances lorsqu'ils sont alignés avec la direction de propagation de la houle (ils sont dits **monodirectionnels**). Cet aspect à des conséquences importantes en ce qui concerne le système d'ancrage. Pour les systèmes **monodirectionnels**, il est en effet nécessaire que l'ancrage présente une souplesse suffisante pour leur permettre de s'orienter convenablement dans la houle. Cependant, on remarquera qu'il n'est en règle générale pas nécessaire de prévoir une capacité de rotation à 360° . La plupart du temps, et en particulier pour les régions littorales, la houle provient d'un secteur angulaire limité, typiquement NW - SW pour la façade Atlantique Européenne. Dans ces contrées, une capacité de d'orientation de $\pm 45^\circ$ autour du secteur ouest devrait être suffisante en grande profondeur. En profondeur finie, l'effet de la réfraction (alignement des crêtes sur les lignes isobathymétriques) réduit encore le besoin d'orientation, le ramenant pour ainsi dire à zéro pour les systèmes suffisamment proches du rivage. Certains de ces aspects sont étudiés en détail dans [80].

Une autre difficulté fréquente réside dans la présence de butées de fin de course. La plupart du temps, les systèmes présentent des degrés de liberté dont l'excursion est nécessairement d'amplitude finie (par exemple en raison de l'utilisation de génératrices linéaire ou de vérins hydrauliques pour le PTO). En raison de la nature stochastique de la houle, il est difficile de garantir que le système n'atteindra pas les fins de course et c'est pourquoi il est nécessaire de prévoir des butées : pièces mécaniques destinées à amortir et arrêter le mouvement. En règle générale, ces butées sont des points fragiles, sources de panne, et elles sont donc pénalisantes pour la fiabilité. Les développeurs de technologies conçoivent donc les machines et leurs pilotages de manière à éviter d'atteindre les butées. Le problème est qu'il en résulte un conservatisme fort sur le pilotage, pouvant conduire à une sous-utilisation des composants du PTO, au détriment des performances énergétiques.

Ce dernier aspect pourrait être à l'origine de l'échec de Pelamis. En effet, le plan de développement et de réduction des coûts pour cette technologie aurait nécessité un accroissement significatif des performances énergétiques, passant notamment par la mise au point de stratégies de pilotage avec une meilleure utilisation du PTO. Les équipes de Pelamis ne seraient malheureusement pas parvenues à atteindre cet objectif tout en maintenant le risque d'atteindre les butées en deçà



FIGURE 3.8 – Les batteurs volets du bassin de génie océanique de l’Ecole Centrale de Nantes.

d’une limite raisonnable, en tout cas pas dans le budget et le calendrier fixé par leurs financeurs.

Notons que ces problèmes de butées sont particulièrement prégnants pour les systèmes mettant en oeuvre des composants linéaires (vérins hydrauliques, génératrices linéaires directes). L’utilisation de composants rotatifs (pompes hydrauliques, treuils, génératrices rotatives directes) réduisent considérablement - voire suppriment - cette difficulté.

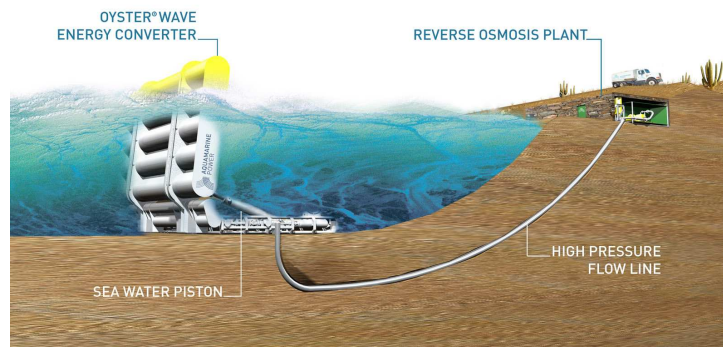
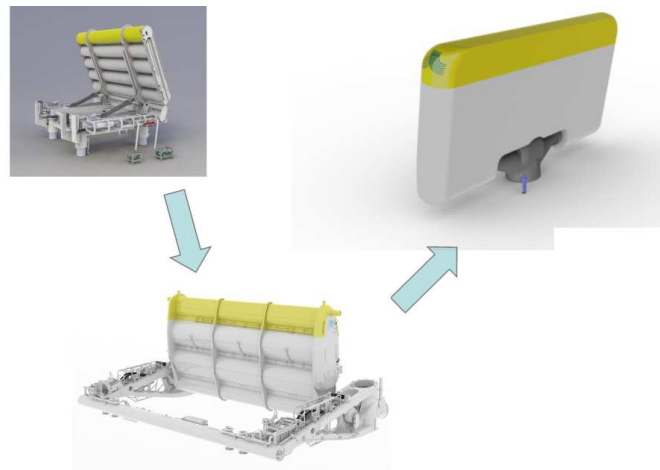
Houlomoteurs basés principalement sur un mouvement horizontal (cavalement)

A regarder la mer, on peut avoir l’impression que la houle est un phénomène essentiellement vertical : la surface libre oscille de bas en haut. C’est une impression trompeuse : les vitesses horizontales de l’écoulement associé à la houle sont du même ordre que les vitesses verticales, voire même plus grandes en faible profondeur. Il est donc tout à fait possible d’absorber l’énergie des vagues en se basant sur un principe de fonctionnement horizontal et non pas vertical. Ce mouvement horizontal est dénommé **cavalement** dans le contexte de l’architecture navale. Les archétypes des systèmes basés sur ce principe sont présentés sur la figure 3.5 en version fixé au fond de la mer et en version flottante.

Pour la version fixée au fond de la mer, le système se présente sous la forme d’un volet vertical, orienté face à la houle et articulé en rotation, le plus souvent dans sa partie basse. L’action de la houle fait osciller le flotteur d’avant en arrière (tangage en terme d’architecture navale). Ce mouvement de rotation est exploité pour actionner un convertisseur (PTO).

Ce principe de fonctionnement est très similaire à celui souvent utilisé pour les générateurs de houle des bassins de génie océanique, voir figure 3.8 par exemple. Ce n’est pas surprenant : l’absorption d’énergie des vagues peut être interprétée comme une interaction entre la houle incidente, la houle réfléchiée et la houle rayonnée par le mouvement des batteurs (cet aspect est détaillé dans le paragraphe 4.2). C’est la raison pour laquelle on qualifie parfois cette famille de systèmes houlomoteurs de **batteurs inversés**. En terminologie anglo-saxonne, ils sont dénommés **Oscillating Wave Surge Converters (OWSCs)**, ou parfois **Oscillating flaps**. On y accole parfois le qualificatif **Fixed** ou **Floating** selon qu’ils sont montés sur une référence fixe ou flottante.

Un exemple célèbre illustrant ce principe est le système *Oyster* développé par la société Aquamarine Power, figure 2.20. Le système utilise le fond comme référence et est donc destiné à être installé proche des côtes, dans des hauteurs d’eau de 10 à 15m. L’axe de rotation est en bas, proche du fond de la mer. L’énergie mécanique du mouvement de rotation est transformée en énergie hydraulique par l’intermédiaire d’un vérin. Comme pour les premières versions du *Ceto* (figure 3.6), le schéma de principe de l’*Oyster 1* indiquait que le fluide hydraulique utilisé était en fait directement l’eau de mer. La production d’eau de mer sous pression devait ensuite

FIGURE 3.9 – Le schéma de principe de l'*Oyster 1*FIGURE 3.10 – Evolution du nombre de points d'ancrage pour l'*Oyster*

être transportée à terre par une conduite, puis utilisée pour produire de l'eau douce.

A ce jour, deux prototypes de l'*Oyster* ont été réalisés. L'*Oyster 1* fut installé en 2009 à EMEC. Il fut rapidement remplacé par l'*Oyster 800* dont un prototype fut installé en 2011 à EMEC et testé jusqu'en 2015 [15]. Ces deux versions de la technologie sont marquées par au moins deux différences importantes. La première est dans leurs dimensions. Si les deux systèmes font la même hauteur - 12 m dictées par la profondeur d'eau -, la largeur de l'*Oyster 800* est 26 m là où l'*Oyster 1* ne faisait que 18 m. Ces presque 50 % de largeur conjuguées à une largeur de capture relative légèrement supérieure [81] ont permis d'accroître la production d'énergie 50 % par unité.

La seconde différence importante est le nombre de points d'ancrage. En règle générale, pour ces systèmes sur point fixe faisant face à la houle, le système d'ancrage est un point critique, car les efforts d'ancrage sont considérables et le système d'ancrage doit être particulièrement résistant. Pour l'*Oyster*, ce sont des pieux battus qui sont utilisés. Ainsi, l'*Oyster 1* était fixé par quatre pieux. Pour l'*Oyster 800* le nombre de pieux est réduit à deux, figure 3.10. En effet, les opérations d'installation sont une des principales sources de coût pour cette technologie. Complexité et durée de l'installation étant directement liées au nombre de pieux, la réduction de moitié de leur nombre réduit d'un facteur équivalent les coûts. Pour les prochaines versions de l'*Oyster*, il semble que les développeurs de la technologie envisagent un ancrage sur un seul pieu [82].

Un autre exemple de systèmes à volets verticaux et fixés au fond en cours de développement est le *Waveroller*, figure 2.24. Il diffère principalement de l'*Oyster* par le fait que les volets sont complètement immergés, là où les volets de l'*Oyster* percent la surface libre. D'un point de vue hydrodynamique, on peut s'interroger de ce choix de volets complètement immergés. En effet,

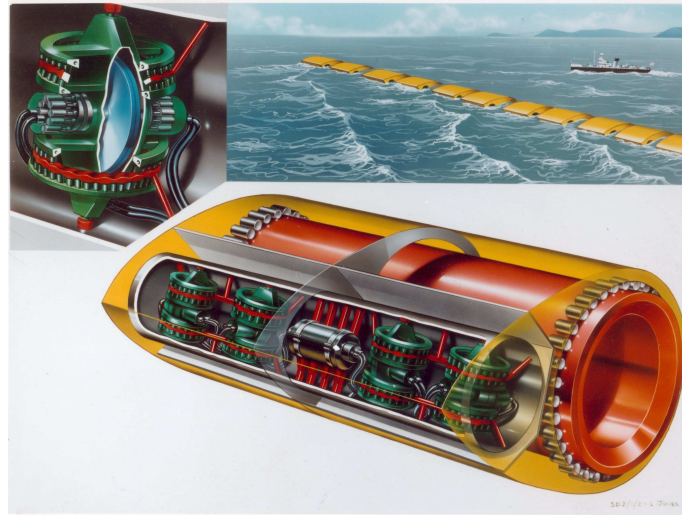


FIGURE 3.11 – Vue d'artiste d'une ferme de *Salter's Duck*

la partie supérieure des volets constitue une arête source pour l'écoulement de détachement tourbillonnaire, et donc d'amortissement. Une partie de l'énergie des vagues est donc perdue. Pour cette raison, on peut s'attendre à ce que le rendement hydrodynamique du *Waveroller* soit moins bon que celui de l'*Oyster*. D'autres formes de flotteurs peuvent être utilisées, comme par exemple des cylindres verticaux dans le cas du *bioWAVE*, figure 2.35. Néanmoins, l'intérêt d'utiliser des cylindres verticaux par rapport à la forme de la plaque verticale perçant la surface libre est loin d'être évident du point de vue de la performance hydrodynamique.

Les *Salter's Duck*, inventés en 1974, constituent également une variation autour de ce même principe de fonctionnement. Ils sont constitués d'un flotteur en forme, plus ou moins, de bec de canard, ce qui a donné son nom à la technologie, figure 2.2. Ce flotteur oscille en rotation autour d'un axe fixe, et c'est ce mouvement de rotation qui est convertie en énergie utile. En pratique, l'axe fixe pourrait être obtenu en mutualisant un nombre important de *Duck* sur une longue colonne vertébrale 3.11, en raison de la dispersion spatiale de la houle (il est attendu que les efforts sur la colonne s'annulent en moyenne). Une version autonome, connue sous le nom de *Solo Duck*, fut également proposée, dans laquelle la référence était obtenue à l'aide d'un gyroscope. L'aspect le plus remarquable du *Salter's Duck* est son excellent rendement (au sens de la largeur de capture relative) résultant de la forme particulière des flotteurs. Une illustration est présentée figure 3.12. Il s'agit d'une photographie prise avec un temps de pose long d'un essai du *Salter's Duck* en houle régulière. La houle incidente se propage de la droite vers la gauche. A droite, on peut voir la variation du niveau d'eau correspondant à la propagation de la houle, ainsi que les trajectoires circulaires caractéristiques des particules fluides. A gauche, on voit que le niveau d'eau ne varie pratiquement pas, et les particules fluides sont quasiment immobiles. On observe ainsi que l'énergie des vagues a été presque complètement absorbée par le système⁵.

Pour tous ces systèmes, on notera que la variation du niveau d'eau moyen peut être pénalisante pour la production dans les zones de fort marnage. D'après [83], la réduction de la **largeur de capture relative** de l'*Oyster* est typiquement inférieure à 12 % à l'étale par rapport au niveau d'eau moyen. Une manière de s'affranchir de cette difficulté est de concevoir un système flottant. On parle alors de **Floating OWSC**. L'archétype en est un ou plusieurs volets verticaux montés sur une plateforme flottante, figure 3.5. La plateforme est ancrée et sert de référence. Le mouvement relatif entre les volets et la plateforme est transformée en électricité par un ou des convertisseurs (PTOs). Un exemple représentatif de cette catégorie de système est le *Langlee*, figure 3.13. Dans cette version, la puissance nominale est 132 kW pour une plateforme de longueur 50 m, et des volets de 20 m de largeur. Le déploiement d'un prototype a été envisagé aux

5. Le lecteur attentif pourrait mettre en doute cette dernière assertion en se demandant si l'énergie n'est pas simplement réfléchi par le dispositif. Si c'était le cas, le champ de vagues à droite du flotteur serait stationnaire et le profil d'élévation de surface libre présenterait des noeuds et des ventres.

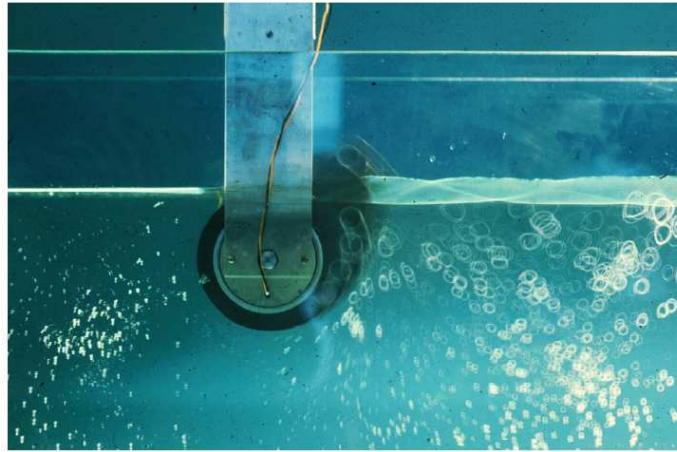


FIGURE 3.12 – Visualisation du mouvement des particules fluides lors d'un essai du *Salter's Duck* en houle régulière.

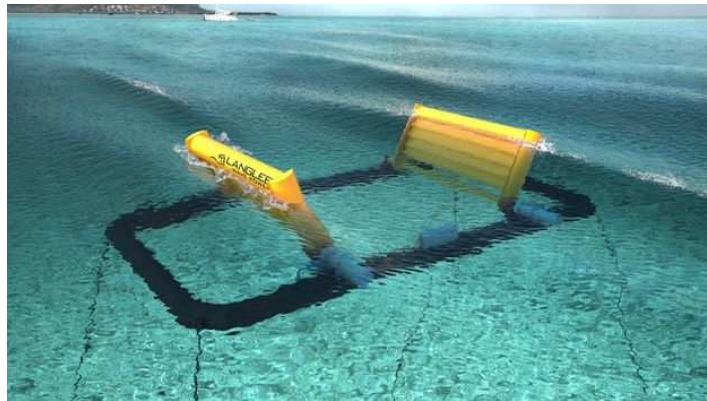


FIGURE 3.13 – Vue d'artiste du système houlomoteur *Langlee*

Iles Canaries [84].

Dans la catégorie variation autour de ce principe de fonctionnement, on peut utiliser des flotteurs à volume significatif. Un exemple est le système *Azura wave*, figure 2.41, où le flotteur est un cylindre d'axe de rotation décentré, et la plateforme s'apparente à une bouée de type SPAR⁶ Une technologie comme le *SEAREV*, figure 3.14, qui fut développé à l'Ecole Centrale de Nantes de 2002 à 2009, relève également de cette catégorie [7]. Ce système présente une référence embarquée sous la forme d'une masse pendulaire (en pratique, un cylindre d'inertie dont le centre de gravité est décentré). Sous l'action des vagues, à la fois le flotteur et la masse pendulaire oscillent. Le mouvement relatif est mis à profit pour actionner un convertisseur. Des solutions hydrauliques [85] ou électriques directes [86] furent étudiés pour ce système. Les aspects les plus remarquables du *SEAREV* sont d'une part l'absence de butées, et d'autre part le fait que toutes les parties mobiles sont contenues à l'intérieur du système. De ces deux caractéristiques, il était attendu une excellente robustesse et survivabilité. Néanmoins, des projections de coût défavorables ne permirent pas la réalisation d'un prototype [7].

Cette famille de systèmes houlomoteurs animés principalement d'un mouvement horizontal est parfois perçue comme ayant émergée récemment. Ce n'est pas le cas, puisqu'on trouve trace d'un brevet pour un système de type batteur inversé remontant à 1954 [20]. Elle comporte également des systèmes célèbres comme le *Salter's Duck* et moins célèbres comme le *Triplate* de Francis Farley [87], systèmes tous deux développés à la fin des années 1970. Au milieu des années

6. Flotteur lesté de dimensions horizontales par rapport au tirant d'eau. La stabilité est une stabilité de poids.

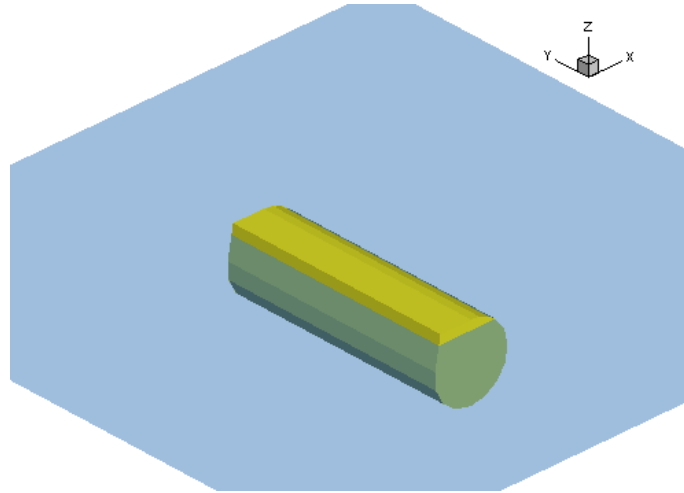


FIGURE 3.14 – Illustration de la forme du houlomoteur *SEAREV G21*

1980, un démonstrateur basé sur ce principe fut réalisé (*Pendolor* [26]) dont une particularité était l'axe de rotation, placé non pas au fond de la mer mais au dessus de la surface libre. Enfin, on mentionnera aux titres des travaux académiques la très intéressante thèse de doctorat de R. Scher en 1985 [88].

Enfin, une autre problématique pour ces systèmes est celle de la directionnalité de la houle. En effet, leur performance dépend a priori fortement de la direction de la houle. Pour les systèmes proches du rivage, ce n'est en fait pas une vraie difficulté, car la directionnalité de la houle est faible à cause de la réfraction. Pour les systèmes flottants, la question se pose de manière plus pertinente. Néanmoins, comme on l'a dit plus haut, la houle provient généralement d'un secteur angulaire relativement limité, typiquement NW - SW pour la façade Atlantique Européenne. D'autre part, il a été montré dans [89] que la réduction de la production d'énergie est inférieure à 10 % pour le système *SEAREV* jusqu'à des directions de propagation de 45° par rapport à l'axe du système.

3.3 Nouvelles tendances

Depuis quelques années, il nous semble apparaître de nouvelles tendances pour la récupération de l'énergie des vagues, motivées par un objectif de réduction des coûts.

3.3.1 Systèmes de grandes dimensions supportant de nombreux houlomoteurs

Il s'agit dans ces systèmes de mutualiser sur une structure porteuse un grand nombre de systèmes houlomoteurs. Un exemple est le système Danois *Wavestar* déjà évoqué paragraphe 2.4.1 et illustré figure 2.27. Ce système est constitué d'une plateforme autoélévatrice⁷ (*Jack-Up platform* en anglais) sur les côtés de laquelle sont attachées une rangée de houlomoteurs de type bouée pilonnante. L'utilisation de ce type de plateforme permet de s'affranchir de moyens lourds d'installation. Elle permet également de placer les systèmes en sécurité en conditions de forte tempête en relevant les flotteurs et la poutre centrale au plus haut. Elle contraint néanmoins ce système à un déploiement dans des zones de profondeur relativement faible. Un démonstrateur a été installé au Danemark en 2009 et a fonctionné plus ou moins en continu jusqu'en 2013. Ce

7. Une plateforme autoélévatrice est une plateforme constituée d'un ponton flottant et de pieux verticaux le long desquels la plateforme peut coulisser. C'est un type de plateforme couramment utilisée pour la réalisation d'opérations en mer par des zones de petits fonds. Pieux relevés, la plateforme est amenée par flottaison jusqu'au lieu de déploiement. Les pieux sont ensuite descendus jusqu'à atteindre le fond de la mer, et la plateforme relevée jusqu'à la hauteur de fonctionnement.

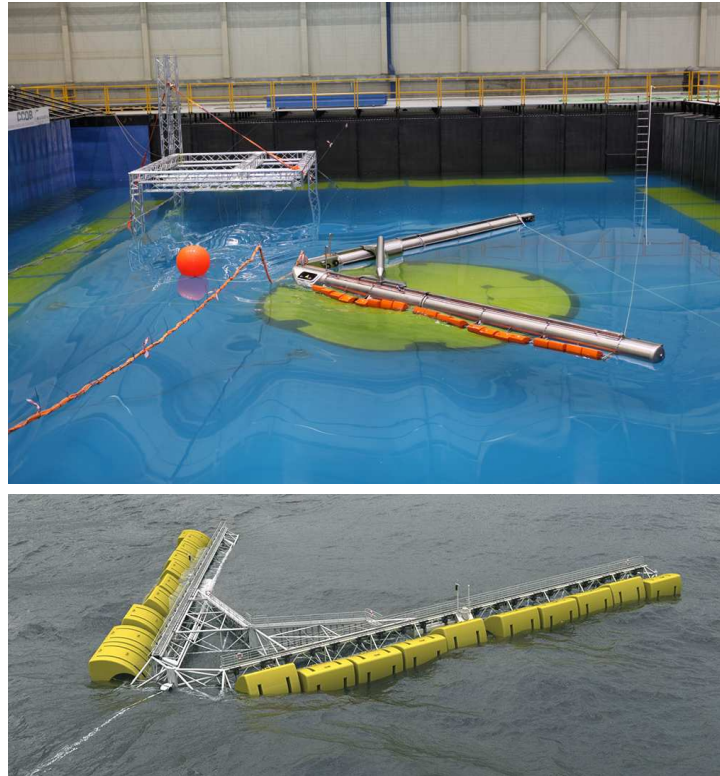


FIGURE 3.15 – En haut, la première version du système *WEPTOS* en essai à IH Cantabria en Espagne. En bas, une vue d’artiste de la version 2.

démonstrateur de puissance nominale 60 kW ne comportait que deux houlomoteurs, de diamètre 5 m. Le **PTO** est hydraulique. La réalisation d’un prototype complet (20 bouées pilonnantes) et de puissance nominale 1 MW est à présent envisagée.

Un autre exemple, Danois à nouveau, est le système *WEPTOS*, figure 3.15, en développement depuis 2007. Ce système est constitué d’une structure composée de deux bras orientables en formes de V. La pointe du V est placée face à la houle, et l’angle est d’ouverture est réglable afin de pouvoir limiter la surface exposée à la houle en conditions de forte tempête. Sur chaque bras sont montés des systèmes houlomoteurs de type *Salter’s Duck*, dont on sait qu’ils sont très performants pour absorber la houle (cf paragraphe précédent). La longueur des bras est de l’ordre de 100 m. Dans une première version, dont une maquette fut testée en 2011 en Espagne [90], 20 *Salter’s Duck* étaient montés sur chaque bras et les bras avaient la forme de cylindres. Une seconde version a été présentée récemment dans laquelle les bras sont des treillis et les houlomoteurs sont plus gros mais en nombre réduit (10). Au titre des particularités de ce système, on mentionnera le **PTO**. En effet, il met en oeuvre un système mécanique de roue libre et pignons, afin que la génératrice ne tourne que dans un sens. Il en résulte un lissage significatif de la production d’énergie, et permet l’utilisation d’une génératrice relativement standard.

L’argumentaire derrière ce type de concepts est lié à la difficulté de trouver un point fixe en mer, qui se traduit bien souvent par une source de coût importante. La mutualisation de nombreux systèmes houlomoteurs sur une même structure porteuse vise à répondre à cette problématique. En effet, la dispersion spatiale des flotteurs permet un moyennage des efforts s’exerçant sur la plateforme porteuse, conduisant à un chargement global sur la structure faible de la part des systèmes houlomoteurs. Le chargement étant petit, la réponse dynamique l’est également, au moins aux fréquences de houle, et on peut ainsi envisager se doter d’une référence relativement fixe. Cependant, les structures étant de grandes dimensions, et donc de fortes inerties, les efforts de dérive peuvent devenir importants et on peut s’interroger si la difficulté n’est pas reporté sur le système d’ancrages.



FIGURE 3.16 – Une ligne de *Salter's Duck* montés un colonne vertébrale. Source : [91]

Enfin, on pourra noter qu'il serait sans doute abusif de considérer cette approche comme parfaitement innovante, puisque les *Salter's Duck* imaginés à la fin des années 1970 devaient également être montés sur une colonne vertébrale (*spine*) exploitant l'effet de moyennage résultant de la mutualisation, figure 3.16.

3.3.2 Systèmes souples ou déformables

Ces systèmes mettent en oeuvre des matériaux ou structures déformables en lieu et place de corps rigides pour la récupération de l'énergie des vagues. Historiquement, le premier système mettant en oeuvre ce principe fut sans doute le *Lancaster Flexible Bag* de M. French [16] développé au début des années 1980. Les développements sur cette technologie furent poursuivis jusqu'au début des années 90 par N. Bellamy sous le nom de *Clam* puis *circular Clam* [34]. Dans ces technologies, la paroi de sacs remplis d'air sous pression (*air bags*) est en contact avec la mer. Sous l'action des vagues, ces sacs d'air se déforment et la pression de l'air qu'ils contiennent varient cycliquement. Les variations de pression sont utilisés pour actionner une turbine à air, comme dans un système à colonne d'eau oscillante. Comme on l'a mentionné paragraphe 2.2, un démonstrateur à l'échelle 1/10 du *circular Clam* fut testé sur le Loch Ness, figure 2.8. A pleine échelle, il était prévu que ce système mesure 60 m de diamètre pour un tirant d'eau de 7 m et un déplacement de 4 000 tonnes. Il en était attendu une énergie annuelle produite de l'ordre de 5.2 GWh pour une puissance nominale de l'ordre de 2 MW. Une des difficultés identifiées à l'époque portait sur la fiabilité des membranes souples par rapport à la durée de vie de la machine. 20 ans plus tard, cet intéressant système fut exhumé par la société *AWS* qui construisit une nouveau démonstrateur à l'échelle 1/9 et réalisa une nouvelle campagne d'essai notamment sur le Loch Ness [92] en 2010, figure 3.17, puis un démonstrateur à pleine échelle d'un des modules fut testé en Ecosse en 2014, figure 3.18, malgré la faillite de la société en 2013.

Un autre exemple de système déformable est l'*Anaconda* imaginé par Francis Farley au Royaume-Uni en 2006 [68], figure 3.19. Il s'agit d'un long tube élastique rempli d'eau, immergé sous la surface libre et aligné dans la direction de propagation de la houle. L'interaction entre la houle, la structure en matériau élastique et l'eau à l'intérieur du tube crée une onde de pression et un bourrelet ou renflement (*bulge*) qui se propage le long du tube, non sans similarités avec la manière dont le sang s'écoule dans les artères. Dans la première version, le PTO est placé à la poupe du système et met en oeuvre une turbine. Dans des versions ultérieures, il a été proposé de mettre en oeuvre un PTO distribué le long du tube. Des essais en bassin ont été réalisés sur ce système autour des années 2010 à DHI au Danemark, à Southampton et à l'université de Strathclyde au Royaume-Uni.



FIGURE 3.17 – Le système *AWS-III* en essai sur le Loch Ness en Ecosse en 2010.



FIGURE 3.18 – Le démonstrateur pleine échelle d'un des modules de l'*AWS-III* en essai en Ecosse en 2014.



FIGURE 3.19 – Vue d'artiste du système houlomoteur Anaconda.

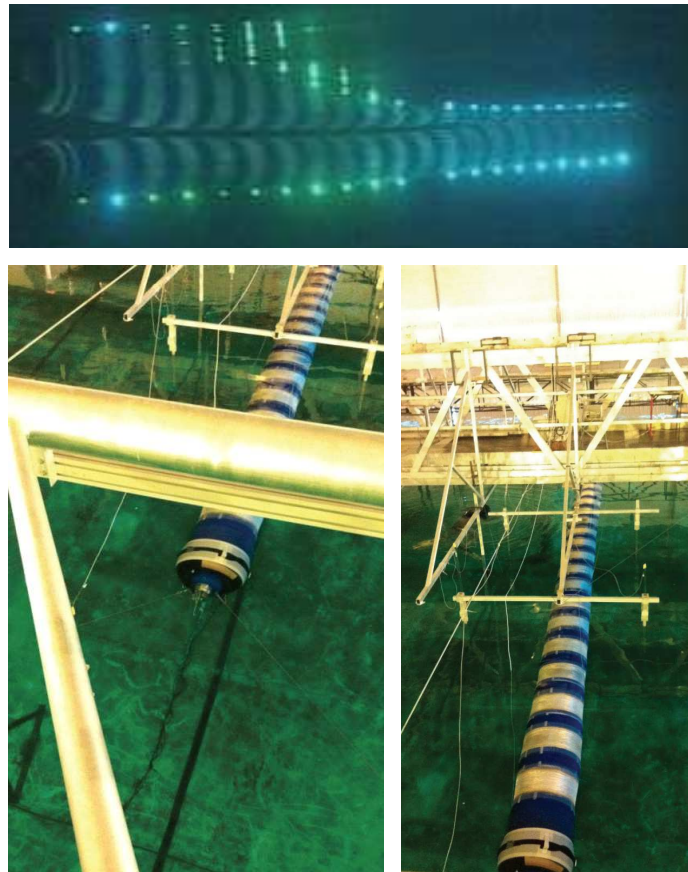


FIGURE 3.20 – Photographies du système *S3* en essai à l'Ecole Centrale de Nantes en 2011.

En 2009, la société SBM offshore a imaginé un système apparenté à l'*Anaconda* et dénommé *S3* [69], figure 3.20. Il s'agit également d'un long tube élastique et rempli d'eau, fermé aux deux extrémités. La principale différence avec l'*Anaconda* est situé au niveau du PTO : pour le *S3* la conversion d'énergie est faite à travers des bagues de polymères électro-actif (EAP) distribuées uniformément le long du tube. Ce matériau se comporte comme un condensateur. En utilisant un système d'électronique de puissance, on vient placer des charges sur les bagues lorsque celles-ci sont les plus contractées. Ensuite, lors du passage d'une onde de renflement, le matériau est étiré et son épaisseur diminue. Sa capacité augmente, et on peut donc récupérer une énergie supérieure à celle qu'on y avait investi. Des essais en bassin ont été réalisés en 2010 à ACRI et en 2011 à l'Ecole Centrale de Nantes en France.

L'idée d'utiliser des matériaux électro-actifs pour le convertisseur n'est pas nouvelle dans le contexte de l'énergie des vagues. Par exemple, on trouve dès 1987 un brevet Américain décrivant un système d'un principe de fonctionnement assez similaire à celui du *Wavestar* et mettant en oeuvre des matériaux piézo-électrique [93]. Cependant, les polymères électro-actifs sont capables de se déformer avec des taux de plus de 100 %, contrairement aux très rigides matériaux piézo-électriques. Le *S3* est, à notre connaissance, le premier système houlomoteur à mettre en oeuvre de l'EAP. En 2012, la Commission Européenne a décidé de soutenir le projet PolyWEC visant au développement et à la validation de technologies houlomotrices innovantes basées sur l'utilisation de polymères électro-actifs.

En 2012, aux Etats-Unis, le professeur Reza Alam de l'université de Berkeley a proposé le *Wave Carpet*, [94]. Il s'agit d'un tapis flexible fixé et placé proche du fond de la mer. Sous l'action des vagues, il se déforme. L'interaction de ces mouvements de déformation et de la houle incidente peut permettre l'absorption d'énergie. R. Alam s'est inspiré de travaux en morphodynamique autour de l'absorption de l'énergie des vagues par les fonds vaseux. Des essais ont été réalisés à l'université de Berkeley, voir figure 3.21. On peut voir sur cette figure qu'un PTO hydraulique est envisagé pour la conversion d'énergie. Sur un principe assez similaire, la société *Bombora wave*



FIGURE 3.21 – La maquette du système *Wave Carpet* testée à l’université de Berkeley aux Etats-Unis.

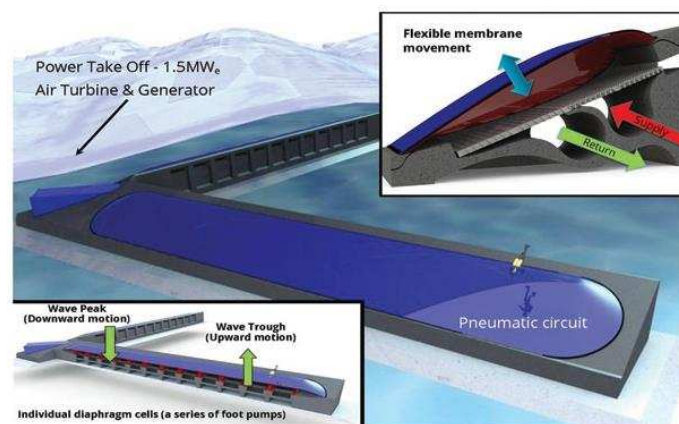


FIGURE 3.22 – Vue d’artiste du système de la société *Bombora wave power* développé en Australie.

power a été créée en 2012 pour développer une technologie utilisant des membranes flexibles au fond de la mer, figure 3.22. Le PTO met en oeuvre une turbine à air. Des essais en bassin ont été réalisés en 2014 à l’Australian Maritime College. Des projets de démonstrateurs de puissance nominale jusqu’à 1.5 MW sont envisagés en Australie et en Europe.

L’avantage des systèmes déformables par rapport aux systèmes rigides réside a priori dans leur plus grande survivabilité. Ceux qui mettent en oeuvre un PTO distribué sont de plus particulièrement attractifs car ils permettent d’éviter les concentrations de contraintes que l’on trouve souvent - dans les houlomoteurs utilisant des flotteurs rigides - au niveau des articulations, ce qui constituent évidemment des points fragiles. Ils permettent également d’obtenir une production d’énergie partiellement lissée grâce à la dispersion spatiale. Enfin, ils pourraient se révéler avantageux en termes de fabrication et installation.

3.3.3 Systèmes hybrides

On entend par systèmes hybrides des systèmes où plusieurs fonctions sont mutualisées sur une même plateforme, l’idée étant que la mutualisation des fonctions permet de partager le coût de l’infrastructure. Un premier exemple, déjà évoqué dans les paragraphes précédents, est la combinaison de la production d’énergie par récupération de l’énergie des vagues et la protection du trait de côte ou d’un bassin portuaire. Des démonstrateurs ont déjà été réalisés, comme dans le port de Sakata au Japon en 1990, figure 2.10 ou dans le cadre de l’extension de la digue du port de Mutriku en Espagne à la fin des années 2000, figure 2.25. Au Danemark, la société *SSG*

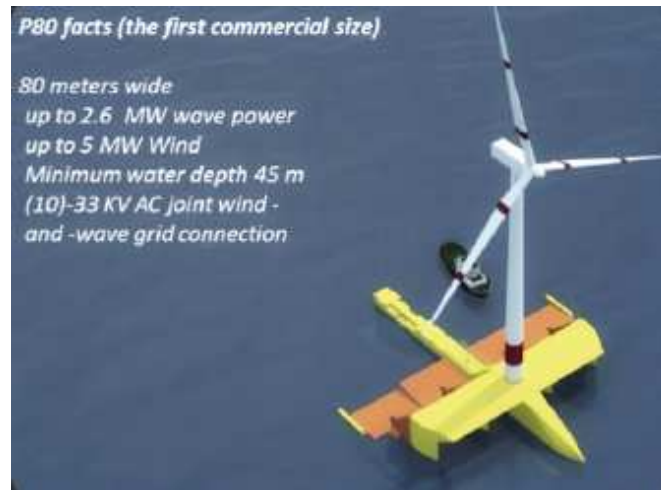


FIGURE 3.23 – Vue d’artiste de la version *P80* du système hybride éolien - houlomoteur de *Floating Power Plant*.

porte un projet combinant une digue à talus et un houlomoteur à déferlement [74].

Une autre approche de l’hybridation est la combinaison de l’éolien et du houlomoteur. La technologie pionnière est le *Poseidon* de la société *Floating Power Plant*, en développement depuis 1995. Il s’agit d’une plateforme sur laquelle est installé à la fois des éoliennes et des systèmes houlomoteurs de type flotteurs actionnés par la houle et animés d’un mouvement de rotation. Les développeurs étant très discrets sur la forme des flotteurs, il est difficile de savoir si les houlomoteurs doivent être classés en systèmes à mouvement principalement vertical ou horizontal. Un prototype à l’échelle 1/2.5 (le *P37*) a été testé en mer au Danemark sur des périodes continus 2008-2009, 2010 puis 2012-2013, figure 2.30. D’une largeur de 37 m, il est composé d’une plateforme ancrée sur touret (*turret mooring*), ce qui permet au système de s’orienter face à la ressource dominante. Trois relativement petites éoliennes sont implantées sur la plateforme ainsi que 10 systèmes houlomoteurs. D’après le développeur, ces essais en mer ont permis de mesurer des largeurs de capture relative excellente (60 % - 80 %) pour les houlomoteurs, même en conditions de houle irrégulière [58]. Ils ont également permis de qualifier le rendement du PTO hydraulique, de l’ordre de 65 %. La société *Floating Power Plant* propose à présent la version *P80* de la technologie, considérée comme commerciale, figure 3.23. On peut voir sur la figure que cette nouvelle version, de largeur 80 m, ne comporte plus qu’une éolienne et quatre systèmes houlomoteurs.

D’autres systèmes hybrides combinant éolien et houlomoteur ont été imaginés, comme le système *W2power* [95], des versions hybrides du *Wavedragon* ou du *Wavestar* [55], de l’éolienne flottante *Windfloat* [96] ou d’une éolienne flottante sur flotteur de type *SPAR* [97]. Récemment, la Commission Européenne a soutenu plusieurs projets sur le sujet, dont les projets *FP7/H2ocean* (2012-2014) ou *FP7/MARINA platform* (2010-2014) dans lequel plusieurs technologies furent imaginées et étudiées [98], [99], [100]. En Corée du Sud, le projet *AEOLOS* a démarré en 2015. Cet ambitieux projet a pour objet le développement d’une éolienne flottante de 12 MW avec un moyeu en matériau composite et une génératrice mettant en oeuvre des matériaux superconducteurs. Il est prévu que la plateforme ne soit pas ancrée, mais maintenue en position grâce à des systèmes houlomoteurs utilisés en propulsion [101]. En France, la société *GEPS techno* porte depuis quelques années un projet de systèmes multi-énergies (éolien, vagues, courant, solaire) dénommé *M-Liner*, figure 3.24. On peut noter que la Commission Européenne a également soutenu des projets visant au développement de plateformes multi-usages (production d’énergie, mais aussi aquaculture, loisirs, installations industrielles et portuaires, etc...) comme par exemple le projet *FP7/TROPOS* (2012-2015).

En combinant les sources d’énergie, on pourrait espérer réduire l’intermittence de la production d’énergie totale. Malheureusement, l’étude des ressources en vent et en vagues sur plusieurs



FIGURE 3.24 – La plateforme hybride multi-énergies *MLiner* de GEPS Techno.

sites d'essai en mer en Europe a montré que les ressources sont fortement corrélées en temps, la ressource vague présentant un retard de l'ordre de 1 à 5 heures, typiquement [102].

Enfin, on souhaite souligner que la combinaison des usages ou de la récupération des différentes sources d'énergie n'est pas nécessairement à comprendre dans le sens d'une intégration forte. Une combinaison faible peut également avoir une valeur significative, notamment par rapport à la minimisation des conflits d'usage. On peut penser par exemple au déploiement d'une ferme houlomotrice dans le même espace marin qu'une ferme éolienne offshore plutôt qu'à côté, afin de limiter l'emprise de ces parcs sur le domaine marin, concept sur lequel il pourrait être intéressant de pouvoir attribuer une valeur économique.

3.4 Conclusion

Dans ce chapitre, on a présenté les classifications et les principes de fonctionnement usuellement rencontrés en récupération de l'énergie des vagues. Ces derniers sont au nombre de trois : systèmes à déferlement, à colonne d'eau oscillante ou à flotteurs actionnés par la houle. Tous ces principes de fonctionnement, dans leur réalisation archétypale ou sous la forme de variantes, ont fait l'objet de démonstrations en mer au cours des trente dernières années. Si aujourd'hui aucune réalisation de ces principes n'est déployée commercialement, la raison en est à chercher du côté du coût de l'énergie.

Par rapport à cet enjeu de la diminution du coût de l'énergie, on voit émerger de nouvelles tendances, voire de nouveaux principes de fonctionnement. Ce sont des systèmes de grandes dimensions, souples et déformables, ou des systèmes hybrides multi-énergies ou multi-usages. Toutes ces nouvelles approches présentent, au moins sur le papier, des avantages par rapport aux technologies ayant pu être testées par le passé. Bien sûr, rien ne peut garantir que l'une ou l'autre d'entre elles parviendra à relever le défi de la rentabilité économique, mais au moins il n'y a pas par le passé d'échec - technique ou économique - de technologies similaires. Cela nous semble une raison suffisante pour les étudier plus avant.

Chapitre 4

Performance énergétique des systèmes houlomoteurs

Sommaire

4.1	La notion de largeur de capture et de largeur de capture relative . . .	77
4.2	La récupération de l'énergie des vagues comme un interférence d'ondes	78
4.3	Maximum théorique pour la large de capture relative dans le cas bidimensionnel	79
4.4	Maximum théorique pour la largeur de capture relative dans le cas tridimensionnel	82
4.4.1	Cas des systèmes à flotteurs axisymétriques dont l'axe est vertical	82
4.4.2	Cas général	85
4.4.3	Contraintes pratiques, limite de Budal	92
4.5	Performance énergétique et largeurs de capture relative observées en conditions réalistes	93
4.6	Comparaison technico-économique d'une sélection représentative de systèmes houlomoteurs	98
4.7	Conclusions	101

Comme pour tout système énergétique, il est intéressant de chercher à quantifier le rendement des centrales houlomotrices comme le rapport entre l'énergie absorbée à l'énergie disponible. C'est le sujet que l'on aborde dans ce chapitre. Dans un premier temps, il nous a semblé nécessaire de rappeler les principaux résultats théoriques qui ont pour la plupart été obtenus il y a une trentaine d'années. Ceux-ci n'étant valable que pour des cas simplifiés, on les a étendu au cas général et on a ainsi pu établir un résultat intéressant quant aux caractéristiques d'une centrale houlomotrice dont la performance serait optimale. Cependant, le domaine de validité de ces résultats est restreint à un cadre très théorique. Dans un second temps, on s'est donc intéressé à la performance énergétique des houlomoteurs en conditions réalistes. Enfin, puisque dans l'absolu le critère déterminant est le coût de l'énergie, on termine par une étude comparant une sélection de centrales houlomotrice d'un point de vue technico-économique.

4.1 La notion de largeur de capture et de largeur de capture relative

En énergie des vagues, il est d'usage de caractériser la performance énergétique d'une machine par sa largeur de capture (**capture width** en terminologie anglo-saxonne). Cette mesure a été introduite en 1975 par Falnes [103]. On la note C_W . Elle est définie par le rapport de la puissance mécanique absorbée P_1 (en kW) au produit du flux moyen d'énergie transportée par la houle J (en kW/m) :

$$C_W = \frac{P_1}{J} \quad (4.1)$$

Par analyse dimensionnelle, on observe que la dimension de C_W est une longueur. On parle de largeur de capture, car ce résultat peut être interprété comme la largeur de front d'onde (longueur de crête de vagues) qui a été totalement capturé et absorbé par la machine.

Plus que la largeur de capture, c'est le rendement hydrodynamique qui reflète le mieux la performance hydrodynamique d'un système houlomoteur. Une mesure fréquemment utilisée pour quantifier ce rendement est la largeur de capture relative (**capture width ratio** en terminologie anglo-saxonne, ou parfois **non-dimensional performance**). Elle est définie comme le rapport de la largeur de capture par la dimension caractéristique B de la machine houlomotrice. Cette mesure représente donc la fraction absorbée par la machine du flux d'énergie des vagues qui passe à travers son extension physique. On la note η_1 :

$$\eta_1 = \frac{C_W}{B} = \frac{P_1}{JB} \quad (4.2)$$

La largeur de capture relative est parfois qualifiée de rendement hydrodynamique. C'est une appellation abusive. En effet, un résultat remarquable en énergie des vagues est que, dans certaines conditions, la largeur de capture n'est pas liée aux dimensions de la machine houlomotrice mais aux degrés de liberté qui l'anime et à la longueur d'onde de la houle. La largeur de capture relative peut donc être supérieure à 100 % indiquant que, par effet d'antenne, le système peut absorber plus d'énergie que dans son extension physique.

On reviendra plus en détail sur cet effet dans le paragraphe suivant. Néanmoins, il nous permet de souligner que les dimensions caractéristiques qui sont choisies dans la littérature pour le calcul de la largeur de capture relative sont largement arbitraires, en raison de l'absence de relation simple entre l'une ou l'autre dimension des machines houlomotrices et le gisement énergétique qu'elles peuvent exploiter. Dans le but de comparer les performances des machines entre elles, il est tentant d'utiliser systématiquement la largeur des machines. Ce n'est pas toujours la plus pertinente. Certains auteurs recommandent l'utilisation de la racine cubique du déplacement. On reviendra sur ce sujet de la sélection de la dimension caractéristique dans le paragraphe 4.5.

4.2 La récupération de l'énergie des vagues comme un interférence d'ondes

Dans le cas des systèmes à colonnes d'eau oscillante comme des systèmes à flotteurs actionnés par la houle, par quel processus physique un système houlomoteur absorbe-t-il l'énergie des vagues ?

Le point de départ pour expliquer ce phénomène est le constat que toute structure fixe ou mobile soumise à un champ de houle incidente est la source de l'émission d'un champ de vagues supplémentaires qui vient se superposer au champ initial, cf figure 4.1. Les vagues générées par les mouvements de la structure sont qualifiées de vagues rayonnées ou radiés (et l'effet est appelé radiation). La diffraction quant à elle correspond aux vagues générées par l'interaction de la structure supposée fixe avec le champ de houle incidente. La superposition résulte en la diffusion d'ondes de la structure vers l'extérieur. Ces ondes sont solutions du même jeu d'équations que la houle incidente (équation de Laplace dans le domaine fluide, conditions aux limites et en particulier conditions de surface libre). Elles transportent de l'énergie de la même manière que la houle incidente.

Le principe de conservation de l'énergie impose que l'énergie dans le champ de houle diffusée a été prélevée dans la houle incidente. Cela implique que les phases dans les ondes diffusées sont telles que la houle incidente est réduite dans certaines directions (où donc l'énergie est prélevée), et augmentée dans d'autres directions (où l'énergie prélevée est ré-émise).

Dans le cas d'un système houlomoteur, en plus du transfert d'une partie de l'énergie de la

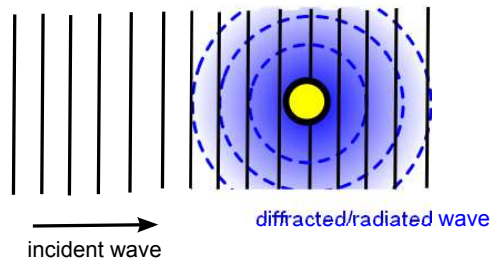


FIGURE 4.1 – Illustration de la diffusion d’ondes par interaction d’une houle incidente avec une structure mobile.

houle incidente vers le champ de vagues diffusées, une partie est dissipée¹ par le convertisseur. Cet effet se traduit nécessairement par une modification dans les phases des ondes diffusées résultant en un accroissement de l’énergie prélevée et/ou une réduction de l’énergie ré-émise. Ainsi, un bilan d’énergie effectuée sur le domaine fluide montrerait qu’une partie de l’énergie est manquante. C’est celle qui a été absorbée par le système houlomoteur. Ce principe a été formulée par Falnes [104] dans les termes suivants :

« The physical law of conservation of energy requires that the energy-extracting device must interact with the waves such as to reduce the amount of wave energy that is otherwise present in the sea. »

et par Wypych et al. [105] sous une forme peut-être un peu plus claire :

« To absorb energy from an incident wave, the radiated waves emitted from the surface(s) of an oscillating system must destructively interfere with the incident wave. »

Considérer le problème sous cet angle permet d’établir des résultats fondamentaux pour les maxima théoriques de récupération de l’énergie des vagues qui font l’objet des paragraphes suivants.

4.3 Maximum théorique pour la large de capture relative dans le cas bidimensionnel

Pour illustrer le phénomène de l’absorption d’énergie des vagues par interférence d’ondes, considérons d’abord le problème du batteur-absorbeur en deux dimensions, figure 4.2. Le batteur-absorbeur est constitué d’une paroi verticale animée d’un mouvement horizontal piloté de manière à absorber la houle. La houle incidente (a) arrivant sur le dispositif est réfléchiée par la paroi. Il en résulte une deuxième onde (l’onde réfléchiée (b)) se propageant dans la direction opposée à la houle incidente. La superposition de ces deux ondes conduit à une onde stationnaire d’amplitude double de la houle incidente. C’est le phénomène bien connu de clapotis que l’on peut observer devant les digues.

Considérons à présent le problème du batteur-absorbeur animé d’un mouvement horizontal, en l’absence de houle incidente. Par son mouvement, le dispositif génère une onde rayonnée c) se propageant dans la direction opposée à la houle incidente. Supposons à présent que le batteur-absorbeur est piloté (phase et amplitude du mouvement) de manière à ce que l’amplitude soit égale à l’amplitude de la houle réfléchiée mais en opposition de phase. Alors, en superposant la houle incidente, la houle réfléchiée par la paroi verticale du batteur-absorbeur et la houle rayonnée produite par son mouvement, il ne reste plus que la houle incidente ”disparaissant” dans la paroi du mur.

1. Par dissipation, on fait référence ici à l’énergie qui est transformée en énergie utilisable par le convertisseur (par exemple de l’électricité).

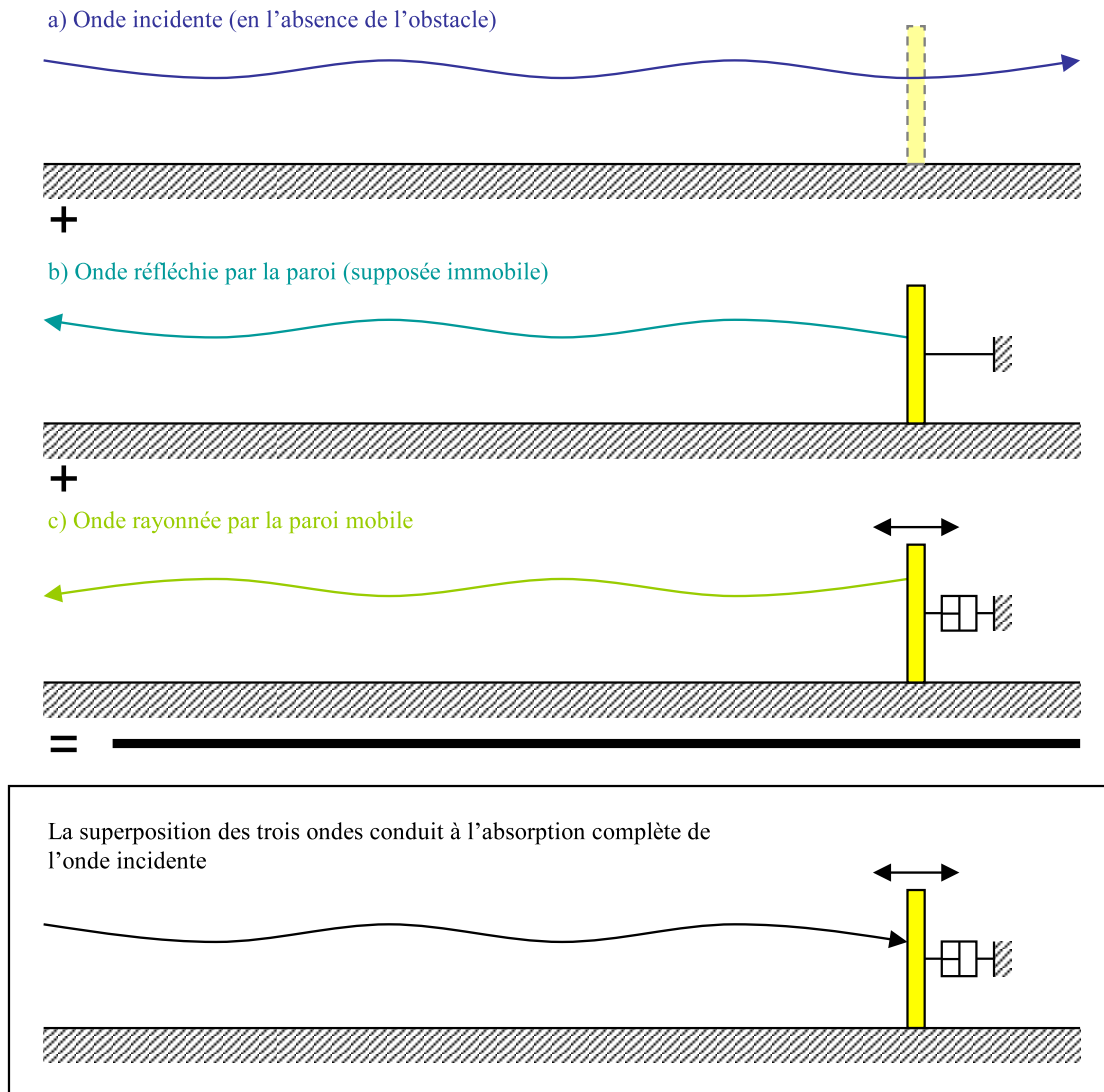


FIGURE 4.2 – Absorption complète de la houle par un batteur-absorbeur 2D.

En d'autres termes, la houle incidente est complètement absorbée par le dispositif, et le rendement primaire² de l'installation est de 100 %. Dans le cas bidimensionnel, le problème de la sélection d'une dimension caractéristique pertinente ne se pose plus. Largeur de capture relative et rendement hydrodynamique se confondent.

Dans le cadre général de flotteurs bidimensionnels et sur la base de la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre, Evans [18] a montré en 1976 que la borne supérieure de la largeur de capture relative s'écrit, en houle régulière :

$$\eta_{1,\max} = 1 - \frac{\|A_i^-\|^2}{\|A_i^-\|^2 + \|A_i^+\|^2} \quad (4.3)$$

Avec A_i^- l'amplitude complexe du champ lointain³ de vagues émis par le flotteur dans la direction de propagation de la houle, et A_i^+ l'amplitude complexe du champ lointain de vagues émis par

2. primaire dans le sens de la première étape de la chaîne de conversion de l'énergie, dans laquelle l'énergie des vagues est dans un premier temps en énergie mécanique. Le rendement secondaire correspond à la transformation de l'énergie mécanique en électricité par le convertisseur (PTO).

3. Dans le champ de vagues émis par un flotteur mobile dans la houle, on distingue le champ proche et le champ lointain. Le champ proche a pour caractéristique de s'amortir rapidement. Le champ lointain est ce qui reste à distance suffisante du flotteur.

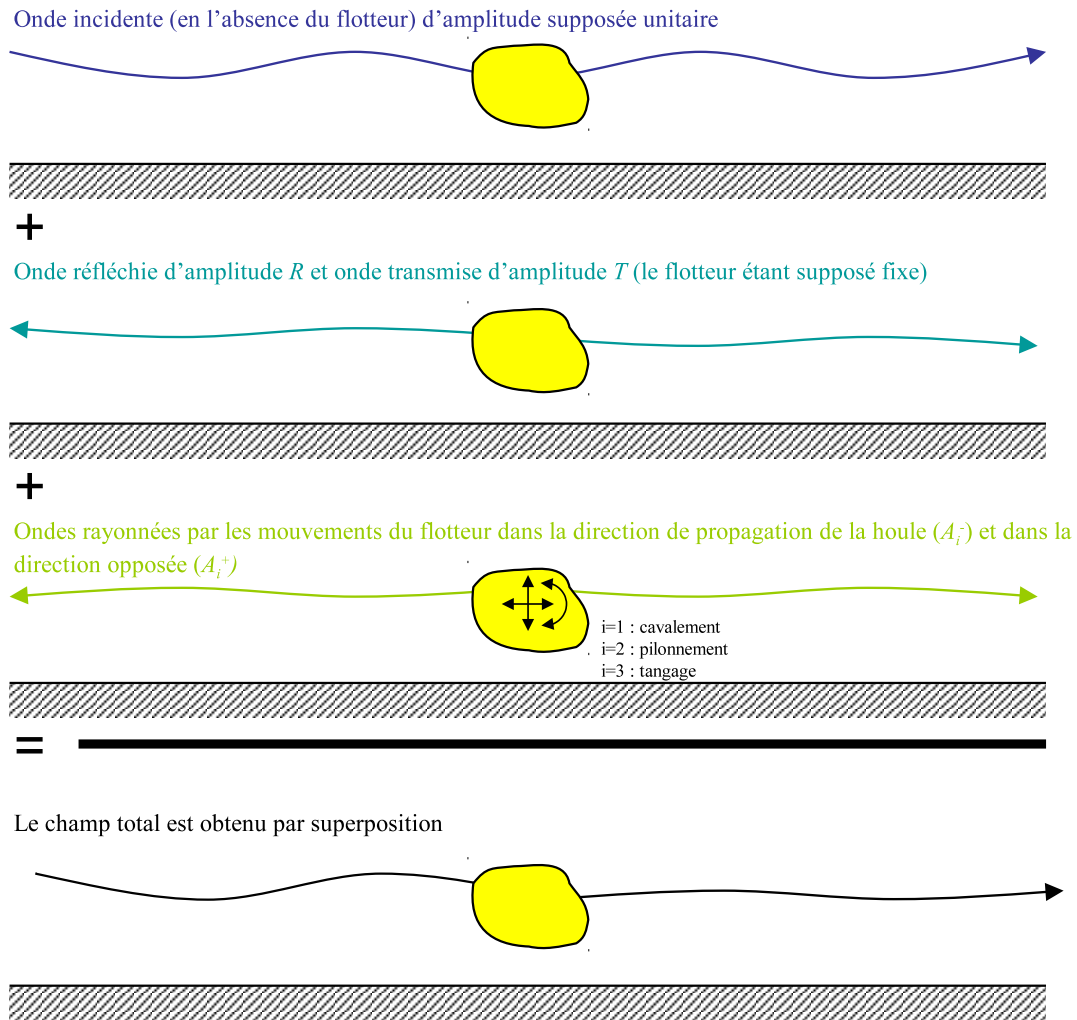


FIGURE 4.3 – Interaction d'un flotteur mobile avec la houle dans le cas bidimensionnel. Quatre champs de vagues additionnels se superposent à la houle incidente. Une onde réfléchie d'amplitude R et une onde transmise d'amplitude T sont créées par interaction de la houle avec la structure supposée fixe. De plus, par son mouvement, le flotteur crée une onde se propageant dans la direction de propagation de la houle A_i^- et dans la direction opposée A_i^+ . L'indice i vaut 1 pour le mouvement de cavement, 2 pour le pilonnement et 3 pour le tangage.

le flotteur dans la direction opposée à la direction de propagation de la houle, figure 4.3. Ces deux coefficients s'entendent par mètre de houle incidente.

Cette équation montre que pour maximiser le rendement hydrodynamique, il faut minimiser l'onde transmise dans le champ lointain, et maximiser l'onde émise dans la direction opposée à la direction de propagation de la houle incidente. Dans le cas du batteur absorbeur, le champ lointain émis par le mouvement du batteur dans la direction de propagation de houle est évidemment nul ($A_i^- = 0$). On retrouve bien un maximum théorique pour la largeur de capture relative de 100 %.

Pour l'anecdote, on remarquera que ce sont ces principes qu'avaient suivi intuitivement Salter dans la conception du *Salter's Duck*, cf figure 2.2. En effet la partie à l'arrière du *Duck* est arrondie pour ne pas générer de vagues. Expérimentalement, une largeur de capture relative de 80 % avait été mesuré dans la première moitié des années 1970. Quelques années plus tard, la théorie d'Evans a permis d'expliquer ce résultat.

Considérons maintenant le cas d'un flotteur présentant une symétrie avant - arrière. Dans ce

cas, on peut montrer que $A_i^+ = (-1)^i A_i^-$ avec $i = 1$ (respectivement 2 et 3) pour le mouvement de cavement (respectivement pilonnement et tangage). D'après l'équation 4.3, le maximum de largeur de capture relative est alors 50 %. Dans le cas bidimensionnel, un houlomoteur présentant une symétrie avant-arrière et animé d'un seul degré de liberté ne peut récupérer au maximum que 50% de l'énergie incidente. Cependant, ce maximum peut atteindre 100 % si le système est animé de deux degrés de liberté complémentaire (pilonnement et cavement ou tangage).

Ici, il convient d'insister sur le fait que ces résultats ne sont valables que dans le cas bidimensionnel, c'est-à-dire pour des systèmes dont la largeur est grande devant les longueurs d'onde (dont l'ordre de grandeur caractéristique de la houle est de l'ordre de la centaine de mètre). Donc en pratique, des systèmes très longs, c'est-à-dire des technologies de type barrage (terminator en terminologie anglo-saxonne). Pour des systèmes courts, disons de quelques dizaines de mètres de largeur, les résultats sont très différents comme on le verra dans le paragraphe suivant.

Cet aspect est très important à noter, car de l'équation 4.3 on pourrait conclure trop rapidement que les technologies de type batteurs inversés ne sont pas plus performantes que les technologies de type bouées pilonnantes, alors que cette conclusion n'est vraie que dans le cas de configuration de type barrage. Cette idée fautive était couramment répandue au début des années 1980. Ainsi, Scher [88], en 1985, écrivait :

From the early stages of even the first generation, the flap concept was compromised by the idea of "2-D efficiency," (...) Thus, at the outset, the single flap was commonly judged as "inferior" by a factor of two ».

Voilà peut-être une explication pour le développement relativement récent des technologies de type batteurs-inversés.

A ce stade, il est également important de s'intéresser aux conditions qui permettent d'atteindre le maximum théorique. On peut montrer [18] qu'il est atteint d'une part si le mouvement de la bouée est contrôlé de telle manière à ce que la vitesse du mouvement soit en phase avec la force d'excitation appliquée par la houle, et d'autre part que le taux d'amortissement appliqué par le convertisseur soit égal au taux d'amortissement associé au champ de vagues rayonnées par le mouvement. Notons que la première condition consiste à faire en sorte que le flotteur résonne à la fréquence de la houle incidente. L'ensemble de ces deux conditions est appelée **contrôle optimal** dans le contexte de la récupération de l'énergie des vagues.

Ces deux conditions ne vont pas sans difficultés en pratique. D'une part, la houle en mer n'est pas régulière mais irrégulière. Son spectre contient un grand nombre de fréquences. Il se pose donc immédiatement une première difficulté relative au choix de la fréquence de résonance. D'autre part, la réponse d'un oscillateur mécanique à la résonance est souvent caractérisée par des mouvements de grandes amplitudes. Hors, le cadre théorique ayant servi à établir le résultat du maximum théorique suppose des mouvements petits devant les dimensions caractéristiques du corps, donc en contradiction avec des mouvements de grande amplitude. Enfin, des mouvements de grande amplitude conduisent souvent à des écoulements présentant des séparations et des tourbillons, phénomènes qui ne sont pas pris en compte dans une théorie d'écoulement potentiel. Ces phénomènes sont des sources de dissipation qui peuvent devenir prédominantes. Pour toutes ces raisons, atteindre le maximum théorique dans des conditions de mer réelles ou réalistes reste à l'heure actuelle un défi toujours ouvert, et les performances des systèmes houlomoteurs, sauf dans des conditions très particulières, restent assez décevantes par rapport aux promesses analytiques, comme on le verra dans le paragraphe 4.5.

4.4 Maximum théorique pour la largeur de capture relative dans le cas tridimensionnel

4.4.1 Cas des systèmes à flotteurs axisymétriques dont l'axe est vertical

Dans l'article de 1976, Evans établit également un résultat fondamental pour la largeur de capture maximale $C_{W,\max}$ par des systèmes houlomoteurs axisymétriques dont l'axe de révolution est orienté verticalement et présentant un seul degré de liberté. En houle régulière :

$$C_{W,\max} = \epsilon \frac{\lambda}{2\pi} \quad (4.4)$$

Où on rappelle que λ est la longueur d'onde de la houle et où le coefficient ϵ dépend du degré de liberté. Il vaut 1 si le système est animé d'un mouvement de pilonnement et 2 pour les mouvements de cavement ou tangage.

Le premier aspect remarquable dans ce résultat est que **la largeur de capture maximale n'est pas liée à la géométrie du flotteur**. Donc, en principe, un système houlomoteur de petites dimensions est capable d'absorber complètement la houle sur une largeur supérieure à ses dimensions géométriques. C'est l'effet d'antenne évoqué précédemment. Evans donne ainsi une explication théorique à l'observation par Budal et Falnes en 1975 [24] sur une maquette de bouée pilonnante d'une largeur de capture équivalente à 50 m de front d'onde à pleine échelle, alors que le diamètre de la bouée n'était que de 16 m.

Un second aspect remarquable dans l'équation (4.4) est que le maximum dépend du degré de liberté. Contrairement au cas bidimensionnel, on constate que la largeur de capture relative maximale est deux fois plus élevée en utilisant des mouvements horizontaux (cavement ou tangage) que pour le mouvement vertical (pilonnement).

Le cas de flotteurs animés de plusieurs degrés de liberté a été traité par Newman [27] et Falnes [106]. Ainsi pour un flotteur animé de mouvements de cavement, embardée et pilonnement, l'équation (4.4) reste valable pour le maximum de largeur de capture relative, mais cette fois avec le coefficient $\epsilon = 3$ [27]. Pour un flotteur animé d'un mouvement de cavement, pilonnement et tangage, le coefficient ϵ vaut également 3 à condition que la houle se propage dans la direction du mouvement de cavement [106]. Dans ces deux cas, la largeur de capture relative maximale est donc trois fois plus élevée que pour le cas de la bouée animée seulement d'un mouvement vertical.

En indiquant qu'il est théoriquement possible d'absorber beaucoup d'énergie avec des bouées mêmes petites, ces résultats sont certainement à l'origine de nombre de travaux et de projets de récupérateurs de l'énergie des vagues de type absorbeurs ponctuels (**point-absorbers**). Cependant, ces maxima théoriques ne sont atteints, comme pour le cas bidimensionnel, que si le **contrôle optimal** est appliqué au mouvement du flotteur. Les limitations pratiques évoquées dans le paragraphe 4.3 s'appliquent donc également dans ce cas. En particulier, plus la bouée est petite, et plus la théorie prédit un facteur d'amplification grand pour le mouvement de la bouée par rapport à l'amplitude de la houle incidente. Donc, à part dans le cas particulier de vagues d'amplitudes très petites, des bouées de petites dimensions ne seront pas capables d'absorber en pratique autant d'énergie que ne le prédit la théorie car les effets physiques, non pris en compte par la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre, deviendront prépondérants et limiteront l'amplitude des mouvements.

Même si ces niveaux d'énergie ne seront donc sans doute jamais atteints en pratique, ces résultats restent intéressants car ils donnent la borne supérieure pour l'énergie des vagues qui pourrait être absorbée par un système houlomoteur axisymétrique de type absorbeurs ponctuels. En appliquant le principe de superposition, ces résultats peuvent être étendus au cas de la houle irrégulière et permettent ainsi d'évaluer la borne supérieure de la puissance absorbée en moyenne annuelle par des dispositifs idéalisés pour différents sites pour lesquels on dispose de statistiques de houle. Nous avons fait ce travail dans [107] pour le cas d'une bouée pilonnante. La figure 4.4 présente ainsi le maximum théorique pour la puissance absorbée par une bouée pilonnante (carrés rouges) et par un absorbeur ponctuel axisymétrique animé d'un mouvement de cavement (ronds bleus) en fonction de la ressource en moyenne annuelle pour différents sites Européens. L'étude a été faite sous hypothèse de grande profondeur d'eau. Les données pour la bouée pilonnante sont directement extraites de [107]. Les points correspondant à l'absorbeur ponctuel en cavement ont été obtenus en doublant les résultats pour la bouée pilonnante, conformément à l'équation 4.4.

En dépit du faible nombre de points, il semble que le maximum théorique de puissance absorbée en moyenne annuelle augmente approximativement linéairement avec la ressource. La dis-

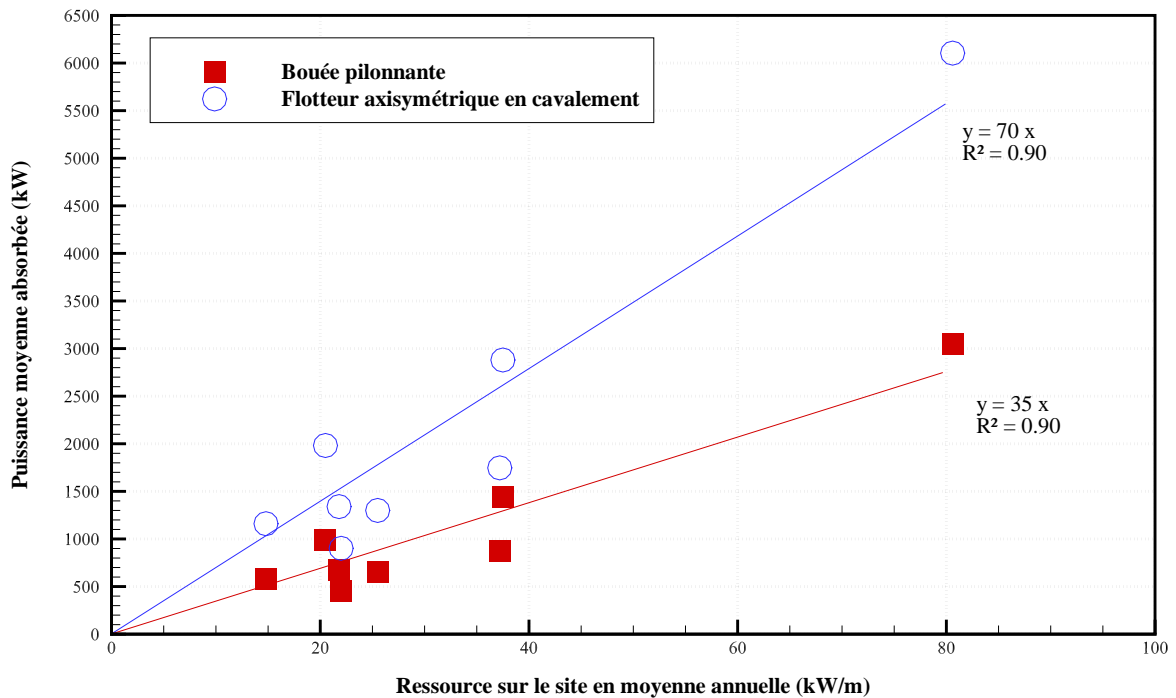


FIGURE 4.4 – Maximum théorique pour la puissance moyenne absorbée par une bouée pilonnante (carrés rouges) et un absorbeur ponctuel axisymétrique en mouvement de cavalement (ronds bleus) en fonction de la ressource en moyenne annuelle sur différents sites Européens. Les données pour la bouée pilonnante sont extraites de [107].

persion observée résulte du fait que la ressource en moyenne annuelle résulte de l'agglomération de statistiques de houle qui peuvent être assez différentes pour des niveaux de ressource similaires. Pour deux sites avec le même niveau de ressource en moyenne annuelle, comme le maximum théorique de puissance absorbée est proportionnel à la longueur d'onde (équation (4.4)), un absorbeur ponctuel pourra absorber plus d'énergie du site avec la plus grande proportion de longues périodes de houle.

D'après la figure 4.4, on voit que pour les ordres de grandeur typique de la ressource houlomotrice (20 à 30 kW/m), le maximum théorique de puissance absorbée en moyenne annuelle est de l'ordre 1 MW pour une bouée pilonnante et de l'ordre de 2 MW pour un absorbeur ponctuel en cavalement. Pour fixer les idées, on peut comparer ces chiffres à la puissance moyenne absorbée par une éolienne en mer. En considérant une turbine de 5 MW avec un facteur de charge de 40 %, la puissance moyenne produite par l'éolienne est de 2 MW. Donc, la puissance moyenne de l'éolienne est du même ordre que le maximum **théorique** pour la puissance absorbée par un absorbeur ponctuel en cavalement, et le double du maximum théorique pour la bouée pilonnante. En pratique, la puissance produite par l'un ou l'autre de ces systèmes houlomoteurs ne sera qu'une fraction du maximum théorique notamment à cause des pertes liées aux rendements de convertisseurs, des amplitudes limitées des mouvements, et des difficultés liées à la mise en oeuvre pratique du contrôle optimal sous-jacent à l'absorption du maximum d'énergie. En supposant que cette fraction est inférieure à 20 % (ce qui nous semble plus que probable), on constate que le rapport entre la puissance moyenne annuelle de l'un ou l'autre dispositif houlomoteur et une éolienne offshore est de l'ordre de 10 à 20 %. En d'autres termes, il faut au moins 5 à 10 de ces absorbeurs ponctuels pour atteindre la puissance moyenne produite par une éolienne offshore de 5 MW. Il nous semble que ce constat prêche plutôt en faveur de systèmes de grandes dimensions supportant de nombreux houlomoteurs, comme ceux que l'on a présenté dans le paragraphe 3.3.1.

Revenons à la figure 4.4. Les coefficients directeurs de la droite de régression indiquent que le maximum théorique de largeur de capture en houle irrégulière est de l'ordre de 35 m pour une

bouée pilonnante et de 70 m (le double) pour l'absorbeur ponctuel en cavalement. Il n'est peut-être pas déraisonnable de supposer qu'atteindre ces niveaux de largeur de capture nécessite la mise en oeuvre de dispositifs de dimensions physiques comparables. Il s'agirait donc là de systèmes dont les dimensions seraient donc d'au moins quelques dizaines de mètres. Par rapport aux dispositifs que l'on a évoqué dans le chapitre 3, il semble que les prototypes soient encore petits par rapport à ce qu'il faudrait mettre en oeuvre pour capturer tout le potentiel.

4.4.2 Cas général

Moyenne sur toutes les directions du maximum de largeur de capture relative pour un parc houlomoteur quelconque

Les résultats du paragraphe précédent sont intéressants, mais ils ne sont valables que pour des systèmes axisymétriques et orienté verticalement. Dans le cas général, les systèmes peuvent être de forme quelconques et munis de nombreux flotteurs animés de degrés de liberté exotiques ou même déformables. Les résultats du paragraphe précédent ne sont alors théoriquement plus valables puisqu'ils reposent sur une hypothèse de flotteur axisymétrique orienté verticalement. Récemment, plusieurs études ont été publiées visant à étendre au cas général de flotteurs de géométries quelconques [108], [109], [110].

Un premier résultat général a été conjecturé en 2013 par Kurniawan dans [109] et démontré par Falnes et Kurniawan dans [110]. Ces auteurs établissent ainsi la formule suivante :

$$\frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} C_{W,\max}(\beta) d\beta = r_{\mathbf{D}} \frac{\lambda}{2\pi} \quad (4.5)$$

Avec β la direction de propagation de la houle incidente et $r_{\mathbf{D}}$ le nombre de degrés de liberté hydrodynamiquement libres⁴ dans le système (qui peut être une ferme composée de plusieurs machines houlomotrices distinctes).

Ce résultat est remarquable car il signifie que la moyenne sur toutes les directions de propagation de la houle du maximum théorique de largeur de capture ne dépend que du nombre de degrés de liberté hydrodynamiquement libres et pas des configurations géométriques des systèmes. Il jette donc une lumière avantageuse sur les houlomoteurs présentant de nombreux degrés de liberté actifs⁵ ou sur un système houlomoteur déformable comme le S3 (voir paragraphe 3.3 pour un descriptif de la technologie). En effet, ce dernier système présente un grand nombre modes de déformation [111] et, en théorie, est donc en mesure de capturer l'énergie des vagues sur une grande largeur.

Notons qu'on peut facilement vérifier que pour le cas d'un flotteur axisymétrique animé d'un mouvement de pilonnement, l'équation (4.5) permet de retrouver l'équation (4.4). En effet, dans ce cas $C_{W,\max}$ ne dépend pas de la direction de la houle incidente β ($\frac{1}{2\pi} \int_{-\pi}^{\pi} C_{W,\max}(\beta) d\beta = C_{W,\max}(0)$) et $r_{\mathbf{D}} = 1$).

Maximum de la largeur de capture relative en fonction des caractéristiques du champ lointain

Une autre approche consiste à se servir de considérations énergétiques dans le champ lointain. Considérons un ensemble d'un ou plusieurs systèmes houlomoteurs de géométries quelconques interagissant avec un champ de houle incidente. Ces systèmes peuvent être basés sur des principes de flotteurs actionnés par la houle ou de colonnes d'eau oscillante. On se place dans le cadre de la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre. Dans le domaine fréquentiel, l'écoulement peut alors être décrit par une fonction scalaire de l'espace dénommé potentiel de vitesse [112]. On la note $\Phi(M)$ où M est un point quelconque de l'espace.

Inscrivons à présent l'ensemble des systèmes houlomoteurs considérés dans un cylindre vertical de rayon R délimité en haut par le plan de la surface libre au repos et en bas par le fond de

4. Deux degrés de liberté sont définis comme hydrodynamiquement libres si il n'existe aucune combinaison linéaire de ces degrés de liberté qui soit telle que le champ lointain correspondant s'annule.

5. C'est-à-dire contribuant à la production d'énergie

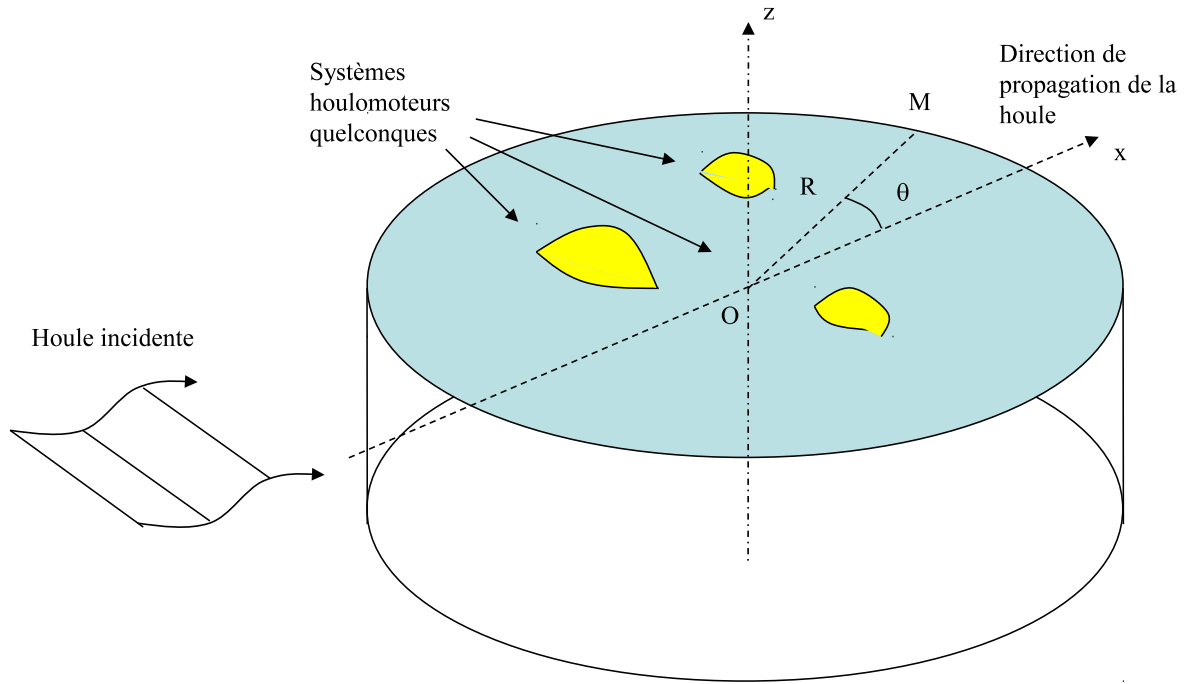


FIGURE 4.5 – Schéma représentant un ensemble de systèmes houlomoteurs.

la mer (supposé plat), figure 4.5. On note O le point défini par l'intersection de l'axe du cylindre et le plan de la surface libre au repos (lui-même défini par $z = 0$). Pour un rayon R suffisamment grand, on peut montrer (cf annexe A, équation A.27) que le potentiel de perturbation de l'écoulement⁶ peut s'écrire :

$$\Phi(M) = 4\pi C_0 \sqrt{\frac{1}{\lambda R}} H(\theta) f_0(z) e^{i(2\pi \frac{R}{\lambda} + \frac{\pi}{4})} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (4.6)$$

avec θ l'angle entre la direction $O\vec{M}$ et la direction de propagation de la houle β , f_0 et C_0 une fonction et une constante dépendant de la profondeur et H le **coefficient de champ lointain** ou **fonction de Kochin**. Notons que H est une fonction à valeur complexe. Seule cette dernière fonction dépend des systèmes houlomoteurs qui sont placés dans le domaine. L'interaction des houlomoteurs avec la houle incidente est donc complètement caractérisée par la connaissance de cette fonction, et en particulier la quantité d'énergie absorbée par les machines.

On peut ainsi montrer (voir annexe A équation (A.46)) que, en un point M à une distance suffisante du parc houlomoteur, le flux d'énergie moyennée sur une période de houle \vec{J} peut s'écrire :

$$\vec{J} = J_0 \left(\left(\left(1 - 2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \vec{u}_\beta \right. \right. \\ \left. \left. + \left(-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \vec{u}_R \right) \quad (4.7)$$

Où J_0 est le flux d'énergie dans la houle incidente non perturbée, $m_0 = \frac{2\pi}{\lambda}$ est le nombre d'onde, \vec{u}_β est un vecteur unitaire aligné avec la direction de propagation de houle, \vec{u}_R est un vecteur unitaire aligné avec la direction $O\vec{M}$ et la phase $\varphi(\theta)$ est définie par $\varphi(\theta) = m_0 R (1 - \cos(\theta -$

6. Défini comme la différence entre l'écoulement total et l'écoulement associé au champ de houle incident, ou de manière équivalente la somme de l'écoulement correspondant au champ de vagues de diffraction et de radiation émis par les systèmes.

$\beta)) + \frac{\pi}{4}$.

Cette relation montre que l'interaction du ou des houlomoteurs avec la houle incidente conduit à une redistribution du transport d'énergie. En un point quelconque du champ lointain, on mesure ainsi d'une part une modulation du flux d'énergie dans la houle incidente par le facteur $\left(1 - 2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right)\right)$. D'autre part, on mesure également une source d'énergie supplémentaire dont l'origine est le centre des systèmes houlomoteurs, et dont l'intensité est proportionnelle à la houle incidente par le facteur $\left(-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 + \dots\right)$. En un point du champ lointain, le flux d'énergie est donc localement équivalent à celui qu'on mesurerait en présence de deux ondes planes de directions \vec{u}_β et \vec{u}_R . Cependant, ce n'est vrai que localement car la direction de la seconde onde \vec{u}_R varie avec la position dans l'espace. Il convient aussi de noter que la phase entre les deux ondes n'est pas indépendante. Ce point est particulièrement important par rapport à la problématique de quantification de l'impact de parcs houlomoteurs sur la climatologie de houle [113].

Intégrons à présent la relation (4.7) sur le cercle de rayon R centré en O . Cette intégrale revient à faire le bilan entre du flux d'énergie fournie par le fluide et le flux d'énergie absorbée par le ou les systèmes houlomoteurs inscrits dans le domaine ainsi défini. On note $\Delta J = \int_{-\pi}^{\pi} \vec{J}(-\vec{u}_R) R d\theta$ le résultat de ce bilan. En faisant tendre $R \rightarrow +\infty$, on peut montrer (cf annexe A) qu'il peut s'écrire :

$$\lim_{R \rightarrow +\infty} \Delta J(R) = J_0 \left(8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta \right) \quad (4.8)$$

Nécessairement, le déficit d'énergie correspond à l'énergie qui a été absorbée par le ou les systèmes houlomoteurs. Le rapport $\frac{\Delta J_{R \rightarrow \infty}}{J_0}$ n'est donc ni plus ni moins que la largeur de capture C_W de l'ensemble des machines dans le domaine. Ainsi :

$$C_W = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta \quad (4.9)$$

A titre de vérification de cette formule, la figure 4.6 présente la largeur de capture d'un système houlomoteur constitué d'un flotteur cylindrique axisymétrique de diamètre 10 m et de tirant d'eau 5 m, animé d'un mouvement de cavement et sous contrôle optimal. La profondeur d'eau est supposée infinie. Sur la figure du haut, on a porté le maximum théorique ($C_{W, \max} \frac{\lambda}{\pi}$ [18], en trait plein), la largeur de capture relative résultante du bilan d'énergie dans le champ lointain (calculée à partir de l'équation (4.9), carrés rouges) et la largeur de capture relative obtenue par le calcul direct à partir des coefficients hydrodynamiques ($C_W = \frac{1}{J_0} \frac{|F_{e1}|^2}{8B_{11}}$, triangles bleus, avec F_{e1} la force d'excitation en cavement et B_{11} le coefficient d'amortissement de radiation en cavement [28]). On constate que l'accord entre ces trois approches est excellent, confirmant ainsi le résultat (4.9). Sur la figure du bas, on a porté le rapport entre la largeur de capture obtenue par le calcul direct et celle obtenue par le bilan d'énergie dans le champ lointain. On peut voir que la différence entre le résultat du calcul de la largeur de capture relative par l'approche directe et l'approche indirecte à partir du bilan d'énergie dans le champ lointain est inférieure à 2% dans tout l'intervalle $[0.2; 2]$. Pour les basses fréquences, on voit que la différence entre les deux approches croît significativement. Pour le moment, on attribue cet écart à des imprécisions numériques, mais cela reste à vérifier. Néanmoins, cet exercice de vérification nous donne confiance dans les développements menés jusque ici.

L'aspect le plus marquant de l'équation (4.9) est qu'elle montre que la puissance absorbée par un ou plusieurs systèmes houlomoteurs est complètement caractérisée par la manière dont ils interagissent, dans leur ensemble, avec la houle incidente dans le champ lointain. Du point de vue de la performance hydrodynamique, les aspects locaux (formes, principes de fonctionnement, arrangement des systèmes) n'ont d'importance que dans la mesure de leur effet sur la fonction de Kochin.

Dans le cadre de la théorie linéarisée qui nous a menée jusqu'ici, il est d'usage de décomposer

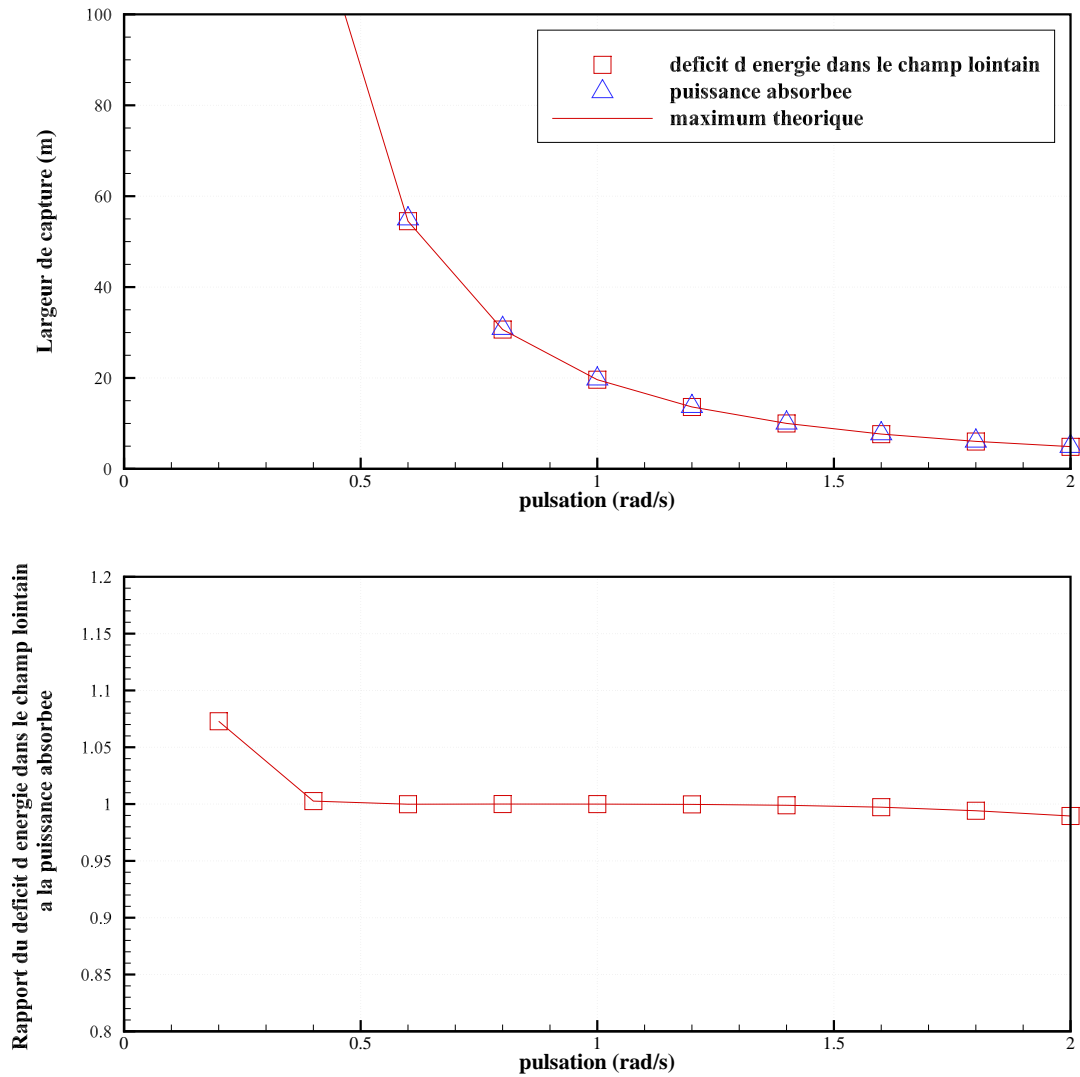


FIGURE 4.6 – Largeur de capture d'un système houlomoteur constitué d'un flotteur cylindrique axisymétrique de diamètre 10 m et de tirant d'eau 5 animé d'un mouvement de cavalemt avec contrôle optimal. En haut, maximum théorique (trait plein), calcul direct de la puissance absorbee (triangles bleus), deficit d'énergie dans le champ lointain (carrés rouges). En bas, rapport du deficit d'énergie dans le champ lointain à l'énergie absorbee obtenue par le calcul direct.

les problèmes d'interactions vagues-structure en problèmes de diffraction (interaction du ou des flotteurs ou structures, supposés fixes, avec une houle incidente d'amplitude unitaire) et en problèmes de radiation (oscillations d'amplitude de vitesse unitaire selon les N_{DoF} degrés de liberté du problème). On peut alors associer à chacun de ces problèmes élémentaires la fonction de Kochin correspondante, de telle manière que la fonction de Kochin totale est donnée par :

$$H(\theta) = A_0 h_0(\theta) + \sum_{k=1}^{N_{DoF}} V_k h_k(\theta) \quad (4.10)$$

Avec h_0 la fonction de Kochin du problème de diffraction, V_k la vitesse selon le degré de liberté k et h_k la fonction de Kochin correspondant au problème de radiation pour ce degré de liberté.

En reportant dans l'équation (4.9), on obtient :

$$C_W = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(h_0(\beta) + \sum_{k=1}^{N_{DoF}} \frac{V_k}{A_0} h_k(\beta) \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} |h_0(\theta) + \sum_{k=1}^{N_{DoF}} \frac{V_k}{A_0} h_k(\theta)|^2 d\theta \quad (4.11)$$

En remarquant que pour le problème de diffraction, l'énergie doit se conserver ($\Re(h_0(\beta)) - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \int_0^{2\pi} |h_0(\theta)|^2 d\theta = 0$), l'équation ci-dessus se réduit à :

$$C_W = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\sum_{k=1}^{N_{DoF}} \frac{V_k}{A_0} \left(h_k(\beta) - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \int_0^{2\pi} h_k^*(\theta) h_k(\theta) d\theta \right) \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left(\sum_{k=1}^{N_{DoF}} \frac{V_k}{A_0} |h_k(\theta)|^2 \right) d\theta \quad (4.12)$$

On cherche alors les vitesses optimales $\hat{V}_i \in [1, N_{DoF}]$ qui maximisent la largeur de capture. Ce sont les solutions de $\frac{\partial C_W}{\partial V_i} = 0$:

$$\frac{h_i(\beta)}{2} - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \int_0^{2\pi} h_i^*(\theta) h_i(\theta) d\theta - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \sum_{k=1}^{N_{DoF}} \frac{V_k^*}{A_0} \left(\int_0^{2\pi} h_i(\theta) h_k^*(\theta) d\theta \right) = 0 \quad (4.13)$$

Les vitesses optimales $\hat{\mathbf{V}}$ sont alors solutions du système linéaire :

$$\mathbf{H}\hat{\mathbf{V}} = A_0 \mathbf{B} \quad (4.14)$$

Avec :

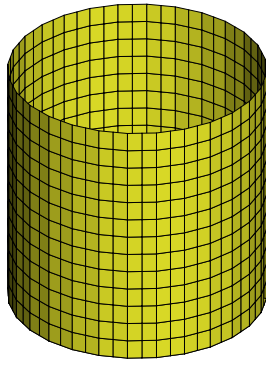
$$H_{ij} = m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \int_0^{2\pi} h_i^*(\theta) h_j(\theta) d\theta \quad (4.15)$$

$$B_i = \frac{h_i^*(\beta)}{2} - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \int_0^{2\pi} h_0(\theta) h_i^*(\theta) d\theta \quad (4.16)$$

Enfin, en injectant le résultat de l'équation (4.14) dans l'équation (4.12), on peut déterminer le maximum théorique pour la largeur de capture qui peut être absorbée par n'importe quelle géométrie de système ou d'ensemble de systèmes houlomoteurs, munis d'un nombre de degrés de liberté quelconques⁷. A notre connaissance, ce résultat est original. On conviendra qu'il s'agit là d'une information très intéressante pour comparer des géométries et principes de fonctionnement divers. A ce titre, la figure 4.7 présente une comparaison entre les largeurs de capture maximales pour un parallélépipède et un cylindre animés d'un mouvement de cavement. Les

7. On peut noter ici que ces degrés de liberté peuvent tout à fait correspondre à des modes de déformation du ou des systèmes

Cylindre vertical
Diametre 10 m
Tirant d'eau 10 m
Volume 785m³



Parallelepipede
Largeur 10 m
Epaisseur 2 m
Tirant d'eau 10 m
Volume 200 m³

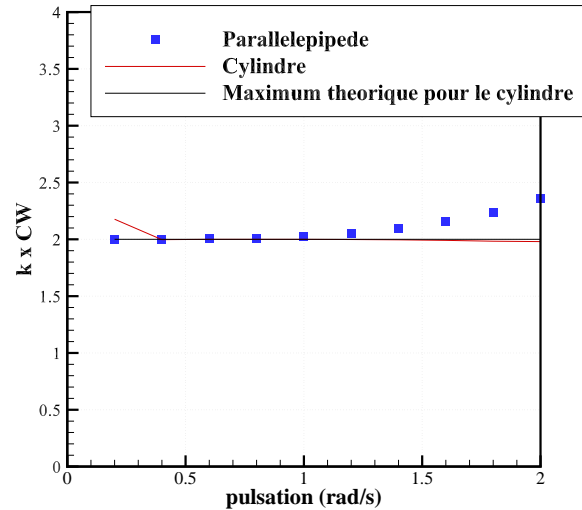
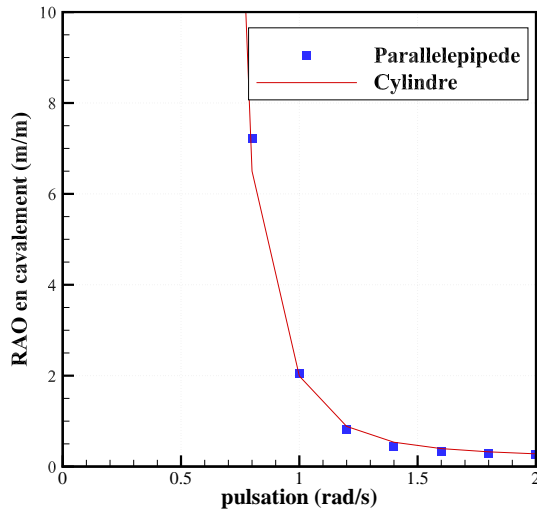
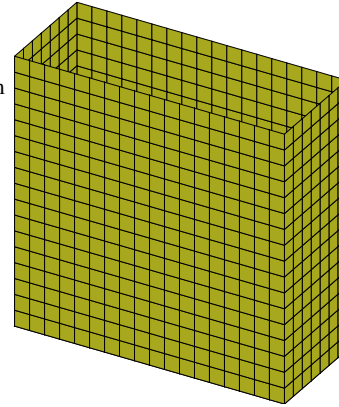


FIGURE 4.7 – Comparaison des amplitudes optimales de mouvement (en bas à gauche) calculées d'après l'équation (4.14) et des largeurs de capture maximale (en bas à droite) pour un parallélépipède et un cylindre vertical animés d'un mouvement de cavalement, calculées d'après l'équation (4.9). Les largeurs de capture sont adimensionnalisés par le nombre d'onde. Pour vérification, on a également tracé le maximum théorique pour le cylindre, qui vaut 2.

deux géométries ont la même largeur face à la houle, et le même tirant d'eau. Les largeurs de capture ont été adimensionnalisés par le nombre d'onde. On rappelle que le maximum théorique pour un cylindre vertical pour cette largeur de capture adimensionnelle vaut 2 (cf paragraphe 4.4.1).

On constate que la géométrie n'a que peu d'influence tant sur le maximum de largeur de capture que l'amplitude du mouvement. Ce résultat indique que les détails locaux de la géométrie n'ont que peu d'importance sur les capacités des systèmes à absorber la houle. Avec un volume presque quatre fois inférieur au volume du cylindre, ce résultat est clairement à l'avantage de la géométrie parallélépipédique⁸. De plus, on peut remarquer que pour les petites périodes, la largeur de capture maximale est plus grande pour le parallélépipède que pour le cylindre. L'origine de cet effet est certainement à chercher du côté de la diffraction.

En poussant un peu le raisonnement, on pourrait s'intéresser à des géométries de flotteur déformables, et chercher les modes de déformation (c'est-à-dire les vitesses normales de la paroi) permettant de maximiser la largeur de capture. Bien que sans doute intéressant, on n'a pas encore entrepris de réaliser cet exercice, faute de temps.

8. Si on suppose que le volume du flotteur est un bon indicateur du coût du système.

Le système houlomoteur optimal du point de vue du champ lointain et conséquences sur le design

La fonction de Kochin étant périodique de période 2π , on peut évidemment la décomposer en série de Fourier (à coefficients $c_n \in \mathbb{C}$, $n \in [-\infty, +\infty]$) :

$$H(\theta) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} c_n e^{in\theta} = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} H_n(\theta) \quad (4.17)$$

Cette décomposition revient à exprimer le champ lointain comme une superposition de modes ou ondes élémentaires (source, dipôle et somme infinie de multipôles d'ordre supérieur). En reportant cette décomposition dans l'équation 4.9, on montre :

$$C_W = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \sum_{n=-\infty}^{+\infty} \left(\Re \left(\frac{c_n e^{in\beta}}{A_0} \right) - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} 2\pi \left| \frac{c_n}{A_0} \right|^2 \right) \quad (4.18)$$

La largeur de capture totale peut alors s'écrire comme la somme des largeurs de capture élémentaire résultant de l'interaction de chaque mode $C_{W,n} = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} C_{W,n}$ avec :

$$C_{W,n} = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \left(\Re \left(\frac{c_n e^{in\beta}}{A_0} \right) - m_0 C_0 \frac{\omega}{g} 2\pi \left| \frac{c_n}{A_0} \right|^2 \right) \quad (4.19)$$

On peut alors rechercher la valeur c_n^{opt} des amplitudes modales qui maximisent l'absorption d'énergie. On montre ainsi qu'elle vaut :

$$c_n^{opt} = \frac{g A_0 e^{-in\beta}}{4\pi m_0 C_0 \omega} \quad (4.20)$$

Et la largeur de capture correspondante se réduit simplement à :

$$C_{W,n} = \frac{1}{m_0} = \frac{\lambda}{2\pi} \quad (4.21)$$

Il est heureux de vérifier que cette dernière équation permet de retrouver les résultats classiques [18]. Ainsi, pour une source ($n = 0$), la largeur de capture relative maximale est $\frac{\lambda}{2\pi}$. On remarque également que le maximum de largeur de capture relative maximale ne dépend pas du mode [105]. Pour le mode $n = 1$, la combinaison avec le mode d'indice opposé ($n = -1$) permet de se ramener au cas d'un doublet orienté selon l'axe de propagation de la houle ($H_1 + H_{-1} = \frac{g A_0 e^{-i\beta}}{4\pi m_0 C_0 \omega} e^{i\theta} + \frac{g A_0 e^{i\beta}}{4\pi m_0 C_0 \omega} e^{-i\theta} = \frac{g A_0}{2\pi m_0 C_0 \omega} \cos(\theta - \beta)$), et la largeur de capture relative est le double de celle d'une source ($C_W = C_{W,1} + C_{W,-1} = \frac{\lambda}{\pi}$) [18], [105].

Pour les modes dont l'ordre est tel que $|n| > 1$, on généralise sans difficulté. Supposons alors que le ou les systèmes houlomoteurs considérés soient en mesure de générer l'ensemble des modes de $-M$ à M avec les amplitudes modales optimales selon l'équation (4.20). La largeur de capture est alors :

$$C_{W,n} = (2M + 1) \frac{\lambda}{2\pi} \quad (4.22)$$

Ce résultat est remarquable car il n'est pas borné. La largeur de capture augmente linéairement avec le nombre de modes. La fonction de Kochin correspondante peut alors s'écrire :

$$H_M(\theta) = \frac{g A_0}{4\pi m_0 C_0 \omega} \sum_{n=-M}^{+M} e^{in(\theta-\beta)} \quad (4.23)$$

A la limite quand $M \rightarrow +\infty$, on reconnaît la série de Fourier du peigne de Dirac centrée en β . On a donc :

$$H_\infty(\theta) = \frac{g A_0}{2m_0 C_0 \omega} III_{2\pi}(\theta - \beta) \quad (4.24)$$

On obtient là un résultat très intéressant qui étend au cas tridimensionnel les résultats d'Evans [18]. Dans la recherche du portrait robot du système houlomoteur qui maximise l'absorption d'énergie, on caractérise ainsi son effet dans le champ lointain. Ainsi, une condition nécessaire pour le système houlomoteur optimal est qu'il ne rayonne de l'énergie que dans la direction de propagation de la houle incidente. Dans toutes les autres directions, la houle incidente n'est pas modifiée. La largeur de capture relative d'un tel système tend alors vers l'infini.

Dans la longue liste des systèmes qui ont été imaginés pour récupérer l'énergie des vagues, on peut alors chercher à identifier les systèmes qui, conceptuellement, présentent de telles caractéristiques. Il est alors utile de distinguer entre deux cas : les systèmes pour lesquels la diffraction est négligeable, et les systèmes pour lesquels la diffraction se ramène à un cas de réflexion bidimensionnel. Dans le premier cas, alors le champ de radiation émis par le système ne doit se propager que dans une direction. La technologie *Cycloidal Wave Energy Converter*, basé sur le principe du doublet tournant, est un exemple de dispositif permettant d'obtenir cet effet [72]. A l'extrême inverse, on peut imaginer un système de type barrage, de grande extension face à la houle et la réfléchissant complètement. La houle est alors significativement perturbée dans la direction de propagation de la houle incidente, comme on le souhaite, mais aussi dans la direction opposée. Si on imagine alors que la face du barrage face à la houle est pilotée de manière à générer une onde en opposition de phase avec la houle incidente, le champ total obtenue dans le champ lointain est conforme à celui qui caractérise un système houlomoteur optimal. Notons qu'on se ramène ici au cas du batteur-absorbeur 2D, tout simplement.

Quid des cas intermédiaires ? A ce stade des développements, on dispose d'un ensemble d'éléments théoriques qui pourraient peut-être permettre, par ingénierie inverse, de remonter à une ensemble de géométries (et leur pilotage) à haut niveau de performance énergétique. Ainsi, en combinant l'équation (4.24) et les équations (A.28) ou (A.29), on pourrait sans doute identifier des géométries et les densités de source correspondantes pour atteindre le maximum de performance. Une fois les densités de sources obtenues, on pourra alors remonter au champ de vitesse normale qu'il faut imposer sur la géométrie du corps à l'aide de l'équation (A.7). Bien que sans doute intéressant, on n'a pas encore entrepris de réaliser cet exercice, faute de temps.

4.4.3 Contraintes pratiques, limite de Budal

Comme on l'a déjà dit précédemment dans les paragraphes 4.3 et 4.4.1, en pratique, il est très difficile d'atteindre les niveaux de performance énergétique théorique. En effet, comme on peut le voir sur la figure 4.7, ils vont de pair avec une amplification du mouvement par rapport à l'amplitude de la houle incident qui croît très rapidement avec la période de la houle. Dans les cas de la figure 4.7, pour une période de 8 secondes, l'amplitude du mouvement est amplifiée d'un facteur 8 pour chaque mètre d'amplitude de houle. Donc, à part pour des houles d'amplitude très petites et donc très peu énergétiques⁹, il ne sera pas possible de réaliser en pratique un dispositif permettant d'assurer la course nécessaire aux éléments mobiles (± 8 mètres pour un cas aussi banal qu'une houle d'amplitude 1 mètre et de période 8 secondes). Par ailleurs, pour des amplitudes qui atteignent l'ordre de grandeur des dimensions caractéristiques du système, il faut également souligner qu'on s'écarte très largement de l'hypothèse de mouvements de petites amplitudes. Le cadre théorique n'est plus justifiée, et les conclusions qui en ont été tirées peuvent se révéler largement erronées. Enfin, ces résultats ont été obtenues dans le domaine fréquentiel, c'est-à-dire en régime stationnaire sous sollicitation d'une onde régulière. Le passage à des états de mers plus réalistes, c'est-à-dire des ondes irrégulières, est pour le moins délicat car il conduit à la mise en place de contrôleurs anti-causaux, nécessitant donc d'être en mesure de prédire les ondes incidentes [38].

Pour des systèmes de type bouées pilonnantes de petites dimensions par rapport à la houle (**point-absorbers**), on peut établir une limite sur le ratio de la puissance absorbée P_1 au déplacement du système V . Ce résultat est connu sous l'appellation limite de Budal (**Budal's limit**). En faisant l'hypothèse (raisonnable) que l'amplitude du mouvement ne dépasse pas $\frac{V}{2S_W}$

9. Rappelons que l'énergie transportée par la houle varie avec le carré de l'amplitude.

avec S_W la surface à la flottaison, on peut montrer [37] :

$$\frac{P_1}{V} < \frac{\rho g \omega A}{4} = \frac{\pi \rho g A}{2T} \quad (4.25)$$

Toujours pour une houle de période 8 secondes et d’amplitude 1 mètre, on trouve pour limite pour le ratio $\frac{P_1}{V} < 2 \text{ kW/m}^3$. En admettant que le volume V est un bon indicateur du coût du système, il est donc souhaitable que le ratio $\frac{P_1}{V}$ soit le plus élevé possible. Or, il tend vers la limite lorsque le volume V tend vers 0. C’est cet argument qui est à l’origine du leitmotiv **”Small is beautiful”** que l’on rencontre couramment en énergie des vagues. Ce courant de pensée soutient que les systèmes houlomoteurs devraient être de petites dimensions et petites puissances, et que des installations de grande puissance pourront être obtenues en installant un grand nombre d’unités. Cependant, il nous semble important de souligner que le résultat qui motive ce raisonnement n’est valable que pour des systèmes de type bouée pilonnante, et il nous semblerait dangereux d’extrapoler à des technologies ou des principes de fonctionnement différents. Notons en effet que pour des systèmes de type batteurs inversés, il a été observé que le ratio puissance sur volume augmente avec la largeur face à la houle [81]. De plus, un projet de déploiement d’un parc houlomoteur présente nécessairement un certain nombre de coûts fixes (pour l’installation du ou des câbles par exemple) qui conduisent plutôt à privilégier des systèmes délivrant une puissance élevée.

4.5 Performance énergétique et largeurs de capture relative observées en conditions réalistes

Les résultats théoriques discutés dans les parties précédentes sont intéressants, mais, comme on l’a souligné, ils reposent sur un grand nombre d’hypothèses et leurs applications pratiques se heurtent à de grandes difficultés de mise en oeuvre. Dans cette partie, on s’intéresse à présent aux performances énergétiques observées en conditions réalistes (c’est-à-dire notamment pour des conditions de houle irrégulière, et pour des machines sous contrôle causal et dont l’amplitude des mouvements est contraint par des fins de course).

Dans [114], nous présentons une base de données des performances énergétiques d’un grand nombre de systèmes houlomoteurs. Cette base de données repose sur l’analyse de trente-cinq sources bibliographiques contenant des informations sur la performance énergétique de 67 technologies houlomotrices (la figure 4.8 présente un aperçu des technologies considérées). La présentation des résultats et les mesures de performance énergétique variant d’une source à l’autre, il a été nécessaire de choisir une mesure de performance énergétique commune. La largeur de capture relative en moyenne annuelle¹⁰ a été sélectionnée (voir paragraphe 4.1 pour la définition de la largeur de capture relative). Toutes les sources ne fournissant pas cette mesure particulière, un travail d’harmonisation et d’extrapolation a été nécessaire, dont les détails sont présentés dans [114].

Dans la base de données, les technologies sont classées par principe de fonctionnement. La classification utilisée est sensiblement la même que celle présentée dans le chapitre 3. Les systèmes sont ainsi classés en systèmes à déferlement (**overtopping devices**), colonnes d’eau oscillantes (**oscillating water columns**), systèmes actionnés par la houle à mouvement principalement verticaux (**heaving buoys**), systèmes actionnés par la houle à mouvement principalement horizontal sur point fixe (**fixed OWSC**) et systèmes actionnés par la houle à mouvement principalement horizontal (**floating OWSC**). Une distinction est faite entre les technologies correspondant à une réalisation archétypale du principe de fonctionnement (figure 3.5), et les technologies relevant de variations autour du dit principe.

Il existe des systèmes houlomoteurs dont le principe de fonctionnement ne peut être assimilé à aucun des principes listés ci-dessus (turbines à houle par exemple, ou systèmes déformables). Ces systèmes ne sont pas inclus dans la base de données, faute d’information suffisante dans la

10. C’est-à-dire qu’on se place ici dans des conditions de houle irrégulière et qu’on considère la performance énergétique moyennée sur tous les états de mer rencontrés sur une année représentative.

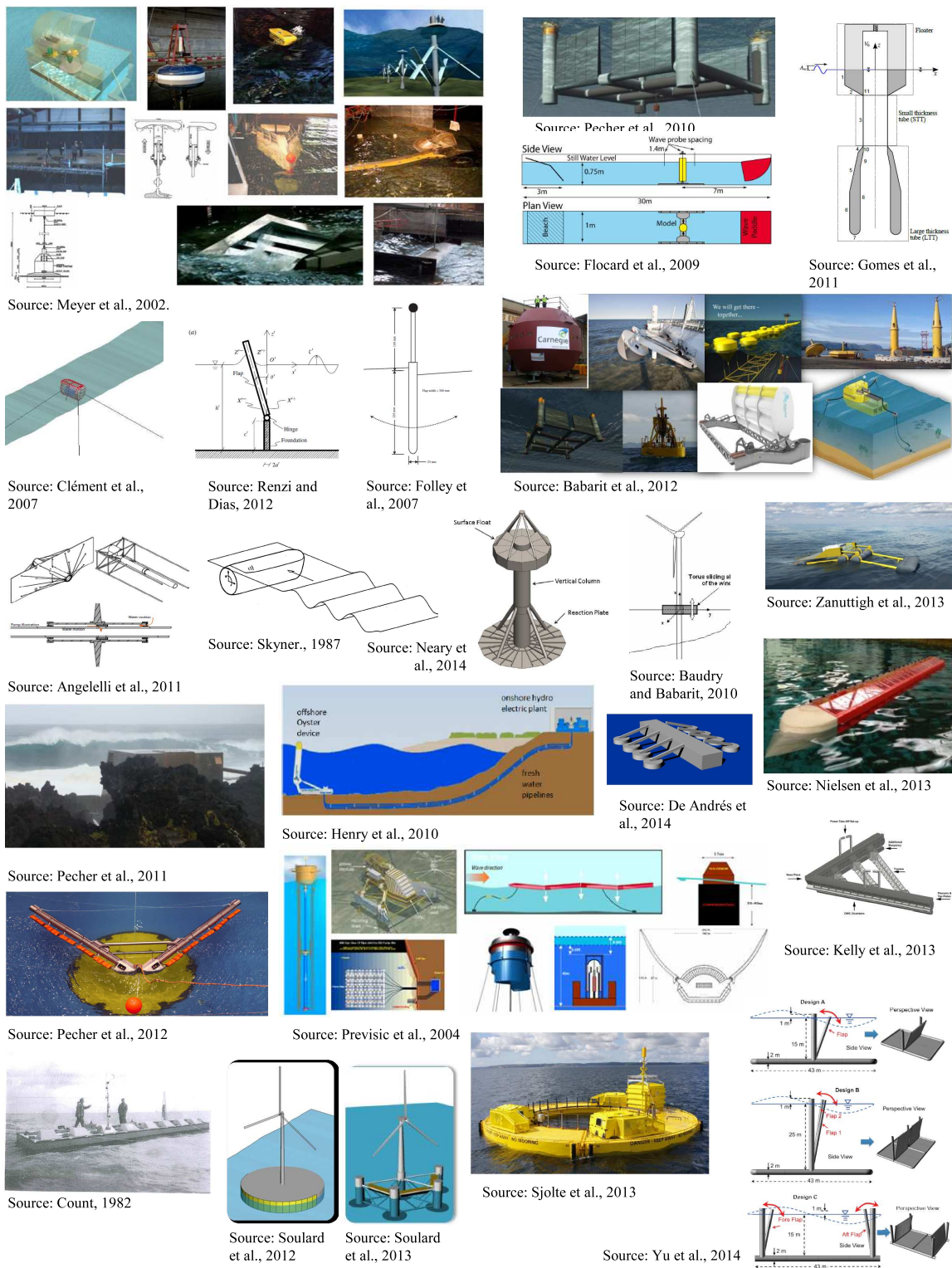


FIGURE 4.8 – Aperçu des technologies prises en compte dans la base de données de largeur de capture de systèmes houlomoteurs [114].

littérature pour caractériser leurs largeurs de capture relative. On notera également que, dans cette base de données, seuls des systèmes passifs ont été considérés. En effet, pour les systèmes actifs, on a considéré que les défis techniques (rendement des actionneurs, prédiction de houle) restent encore à surmonter avant de pouvoir envisager leur mise en oeuvre pratique.

Le calcul de la largeur de capture relative, équation (4.2), nécessite de sélectionner une dimension caractéristique. Pour toutes les classes de système sauf les systèmes pilonnants, la largeur active (**active width**) a été utilisée, en accord avec la définition donnée dans [90] :

« (...) width of all the components actively in the primary absorption process of the energy from the waves »

Ainsi, pour un système composé d'une plateforme supportant plusieurs systèmes houlomoteurs, l'absorption d'énergie a été normalisée par le nombre de systèmes, et la largeur active a été choisie comme la dimension caractéristique de chaque système. Pour les systèmes présentant un dispositif de focalisation (e.g *Wavedragon*, figure 2.17), la largeur active le prend en compte. Enfin, pour des dispositifs inclinés par rapport à la direction de la houle, la largeur physique (et non projetée) a été utilisée.

Pour les systèmes pilonnants, on a supposé que la capacité d'un système à générer des vagues est principalement lié à son envergure dans le plan horizontal. On a défini la dimension caractéristique à partir d'un diamètre équivalent construit sur la surface projetée $p_{z=0}(V)$ du flotteur sur la surface libre suivant la formule :

$$B = \sqrt{\frac{4p_{z=0}(V)}{\pi}} \quad (4.26)$$

Au final, 90 échantillons de performance énergétique ont été rassemblés dans la base de données¹¹. La figure 4.9 présente ces résultats, en terme de largeur de capture relative, en fonction de la dimension caractéristique. Bien que la dispersion soit importante, des tendances claires peuvent être identifiées :

- Les nuages de points apparaissent présenter une cohérence certaine. La classification par principe de fonctionnement semble donc pertinente du point de vue de la performance énergétique.
- A dimension caractéristique égale, la performance énergétique des systèmes houlomoteurs varie très fortement avec le principe de fonctionnement.
- A dimension caractéristique égale, les systèmes à mouvements horizontaux flottants et les systèmes à déferlement semblent être les moins performants, en terme d'absorption d'énergie.
- Les systèmes à mouvements horizontaux sur point fixe semblent être les plus performants. Le système présentant le meilleur niveau de performance atteint ainsi environ 72 % de largeur de capture relative pour une dimension caractéristique de 20 mètres.
- Les systèmes pilonnants et à colonnes d'eau oscillantes présentent des niveaux de performance intermédiaires.

Par ailleurs, on observe que la largeur de capture relative augmente relativement linéairement avec la dimension caractéristique pour toutes les classes de systèmes sauf les systèmes à mouvements horizontaux flottants, au moins dans l'intervalle de dimension caractéristique [0, 30] m. Pour ces systèmes, en conditions réalistes, il est donc bénéfique d'augmenter la taille des machines, et ce au moins jusqu'à une dimension caractéristique de l'ordre de la trentaine de mètres. Ce constat vient quelque peu contredire l'adage « small is beautiful », qui - on le rappelle - fut établi dans un contexte très théorique.

11. La base données contient 156 points de données brutes. Cependant, plusieurs de ces points sont clairement aberrants et ont été écartés. Par ailleurs, certains groupes de points correspondent à une même technologie mais pour différents niveaux de ressource. Dans ce cas, on n'a retenu le point pour lequel la ressource est la plus proche de 25 kW/m. Après ce filtrage, il est resté 90 échantillons dans la base.

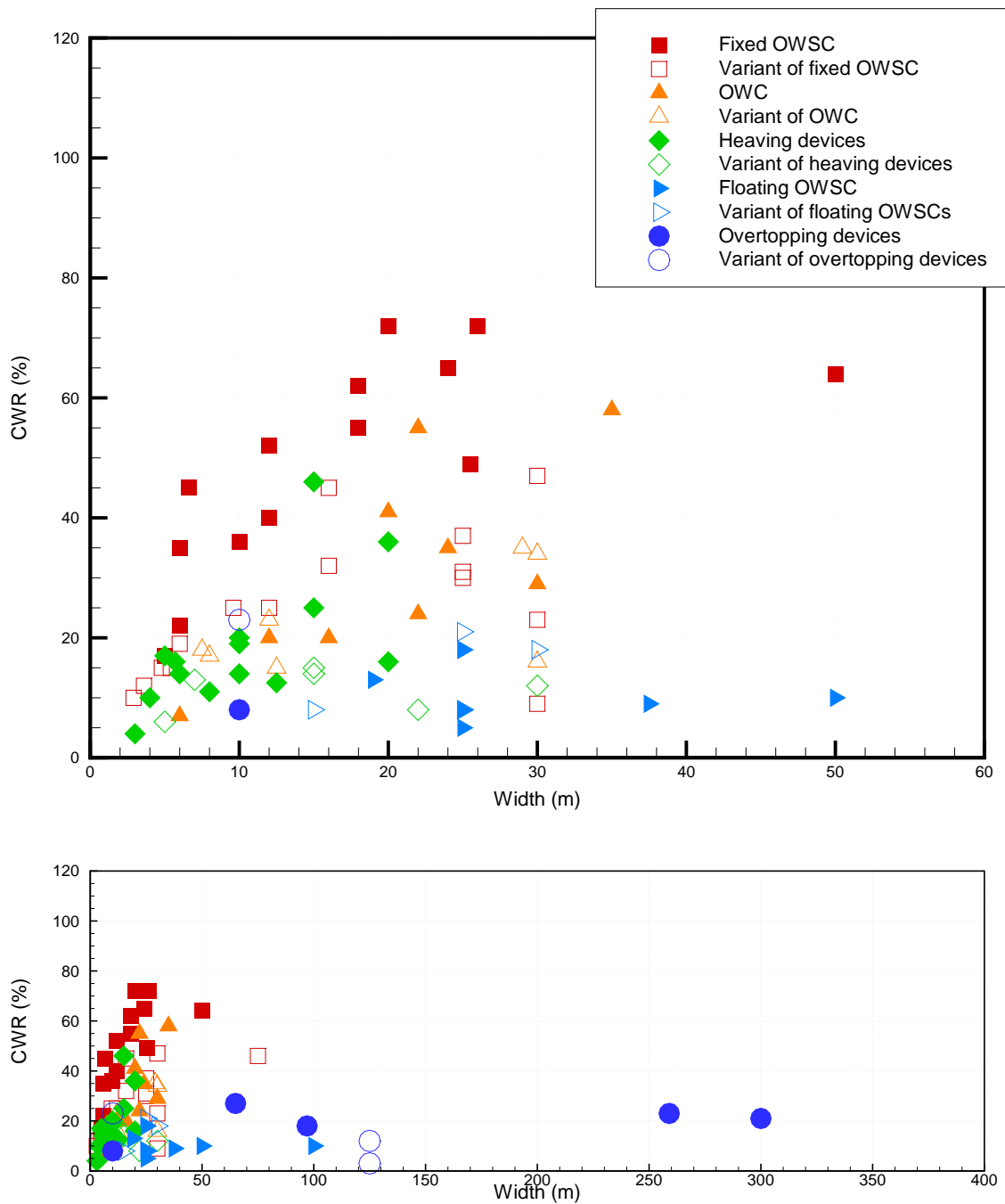


FIGURE 4.9 – Largeur de capture relative (CWR) en fonction de la dimension caractéristique pour chaque classe de systèmes houlomoteurs. La figure du dessus correspond à la zone [0,60] m de la figure du bas. Cette figure est extraite de [114].

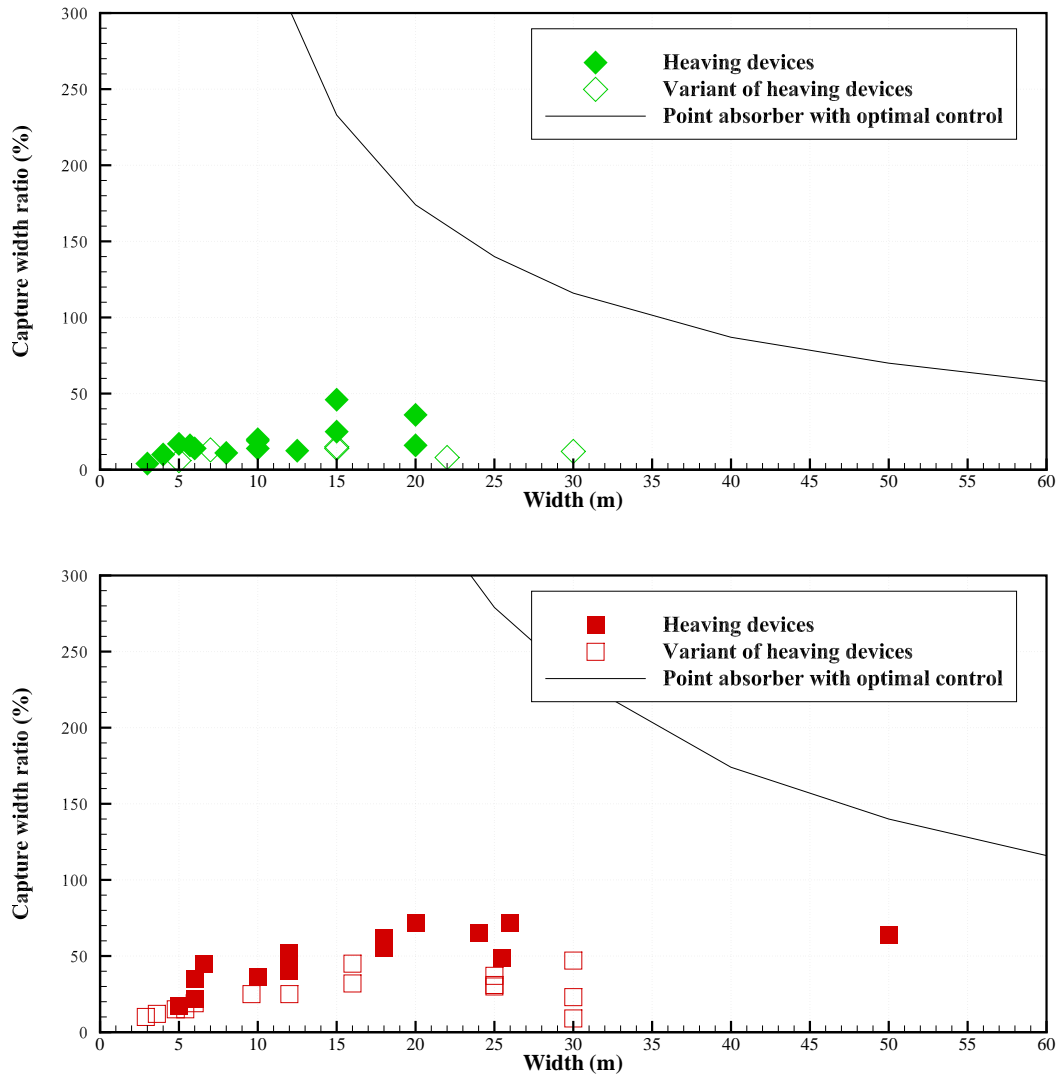


FIGURE 4.10 – Comparaison des largeurs de capture relative théoriques pour une bouée axi-symétrique avec contrôle optimal et des largeurs de capture observées en pratique sur les réalisations contenues dans la base de données. En haut : mouvement de pilonnement, en bas : mouvement de cavalemt.

Sur la figure 4.10, on a tracé sur la figure du haut (respectivement sur la figure du bas) une comparaison de la largeur de capture relative théorique pour une bouée pilonnante axisymétrique (respectivement bouée axisymétrique animé d'un mouvement de cavement) avec contrôle optimal ; et les largeurs de capture observées en pratique sur les réalisations contenues dans la base de données. Pour la largeur de capture relative théorique, on est reparti des largeurs de capture obtenues dans le paragraphe 4.4.1 à partir des régressions linéaires sur les données de la figure 4.4 (35 m pour la bouée pilonnante et 70 m pour le flotteur en cavement). On constate sur la figure que, pour des systèmes de dimension caractéristique de l'ordre de 20 m, les largeurs de capture observées sur les réalisations pratiques sont de l'ordre de 5 fois plus faibles que les prédictions théoriques. La marge de progression apparaît donc significative pour la performance énergétique des centrales houlomotrices en conditions réalistes, par rapport aux maxima théoriques.

4.6 Comparaison technico-économique d'une sélection représentative de systèmes houlomoteurs

Jusqu'ici, on ne s'est intéressé qu'à la performance énergétique. C'est un aspect fondamental d'une centrale houlomotrice, mais ce n'est pas le seul. En effet, les aspects économiques sont également très importants. Ainsi, les coûts de fabrication et d'opération peuvent être tels que la centrale la plus efficace du point de vue hydrodynamique soit la moins performante d'un point de vue technico-économique. Dans l'absolu, le bon critère pour juger des performances relatives de différentes technologies houlomotrices est évidemment le coût de l'énergie.

Malheureusement, ce critère est difficile à estimer, en particulier dans les stades amont du développement des machines. De plus, on s'attend à ce que le coût de l'énergie diminue au fur et à mesure que la technologie est déployée de plus en plus massivement (par effet d'apprentissage, cf paragraphe 1.2.2). Le taux d'apprentissage peut-être différent d'une technologie à l'autre¹². Donc, quel niveau de capacité installé choisir pour faire une comparaison équitable ? Sans s'étendre plus sur ce sujet, on conviendra que l'estimation du coût de l'énergie est un exercice délicat. Notons que certains auteurs s'y sont essayés récemment, avec un certain succès mais au prix d'un effort important en termes de ressources impliquées [115].

Si le coût de l'énergie est difficilement accessible, on peut alors chercher à identifier des indicateurs de performance technico-économique plus faciles à évaluer. Historiquement, il était courant de considérer le rapport de la puissance absorbée au volume déplacée par le système, dans l'idée que le coût de fabrication est proportionnel au volume de la machine. Cette approximation semble couramment utilisée dans le contexte de la construction navale [116]. Cependant, dans le contexte de la récupération de l'énergie des vagues, ce critère nous semble quelque peu injuste dans le cas de systèmes dont le volume est constitué principalement de ballasts en eau de mer ou béton. Il nous semble donc judicieux de le compléter avec le rapport de la puissance absorbée à une surface caractéristique, typiquement la surface mouillée¹³ comme indicateur des coûts de coque et/ou de structure. Notons également que, de notre point de vue, le volume et la surface utilisés dans le calcul des indicateurs de performance économique devraient refléter le coût et la complexité du système d'ancrage. Par exemple, pour des systèmes fixés au fond, il nous semble important de prendre en compte la masse du système d'ancrage dans le volume de la machine (et pas seulement le volume déplacé). La même remarque s'applique pour la surface caractéristique. Pour des systèmes flottants, on a proposé dans [117] d'accroître volume et masse de 15 % pour prendre en compte le système d'ancrage (certes de manière très approximative).

Par ailleurs, on s'attend à ce que le système de conversion de l'énergie (**PTO**) soit également une source de coût significative. En génie électrique, il est bien connu que, à puissance égale, un système présentant des vitesses de rotation plus élevées sera moins coûteux qu'un système présentant des vitesses de rotation moins élevées, et donc des efforts plus grands. Par conséquent,

12. Selon que le procédé de fabrication est plus ou moins facilement industrialisable par exemple.

13. La surface mouillée est la surface qui est en contact avec l'eau de mer

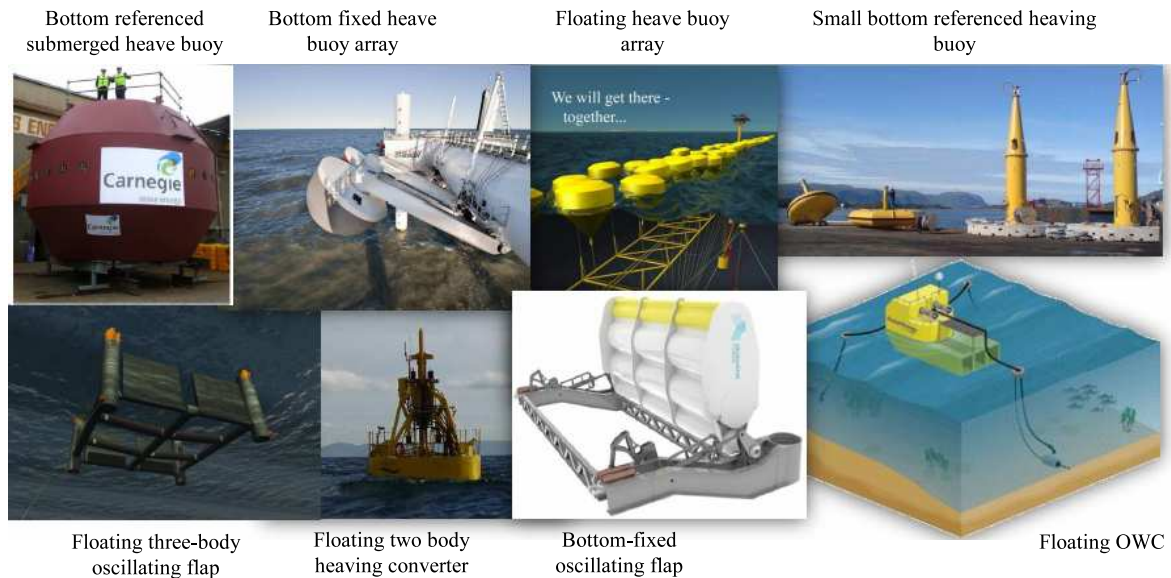


FIGURE 4.11 – Illustrations des projets ayant inspirées les technologies étudiées dans [117]. De gauche à droite et de haut en bas : *Ceto*, *Wavestar*, *Pontoon Power Converter*, *Seabased*, *Langlee*, *Wavebob*, *Oyster* et *OE Buoy*.

le rapport de la puissance absorbée aux efforts caractéristiques mis en oeuvre dans la chaîne de conversion de l'énergie nous semble un bon indicateur de son coût.

Enfin, en soi-même, la puissance absorbée par chaque unité houlomotrice nous semble également un indicateur à considérer. En effet, du point de vue des opérations d'installation et des coûts fixes qui y sont associées, il nous semble avantageux, à puissance installée égale, de minimiser le nombre de machines à déployer.

Dans [117], nous présentons les résultats d'une étude de parangonnage d'une sélection de technologies houlomotrices au sens des quatre indicateurs présentés ci-dessus (puissance absorbée par machine, rapport de la puissance absorbée au volume caractéristique, rapport de la puissance absorbée à la surface caractéristique, rapport de la puissance absorbée à la force caractéristique dans le convertisseur d'énergie). Huit technologies ont été considérées. Elles s'inspirent directement des projets *Seabased*, *Ceto*, *Wavebob*, *Wavestar*, *Pontoon Power Converter*, *Langlee*, *Oyster* et *OE Buoy*, cf figure 4.11. Pour chacun de ces systèmes, un modèle numérique conforme à l'état de l'art a été développé [118]. A l'aide de ces modèles, la moyenne annuelle de puissance absorbée par chaque système a été estimée par la simulation numérique pour cinq sites de déploiement possible en Europe pour lesquels des données de houle étaient disponibles. L'estimation de la force caractéristique dans le convertisseur a été également obtenue sur la base des simulations numériques. Volume et masse caractéristique ont essentiellement été obtenues à partir de la géométrie des systèmes.

La figure 4.12 présente la comparaison des quatre critères de performance technico-économique pour ces huit technologies houlomotrices. Le calcul d'énergie absorbée a été fait sur la base des données de houle pour un site au large de l'île d'Yeu. De haut en bas, les figures présentent la moyenne annuelle de puissance absorbée par unité houlomotrice, le rapport de l'énergie absorbée sur une année par le volume caractéristique, le rapport de l'énergie absorbée sur une année par la surface caractéristique, et le rapport de l'énergie absorbée par la force caractéristique dans le convertisseur.

Sur la figure du haut, on peut constater combien la puissance absorbée varie d'une technologie à l'autre, à l'image de la grande diversité qui existe dans les technologies houlomotrices. Le rapport entre la centrale houlomotrice produisant le plus d'énergie et celle produisant le moins d'énergie est ainsi 140. Il faut cependant remarquer que ce sont respectivement les centrales de plus grosses et plus petites envergure. On peut donc s'attendre à ce que le rapport énergie

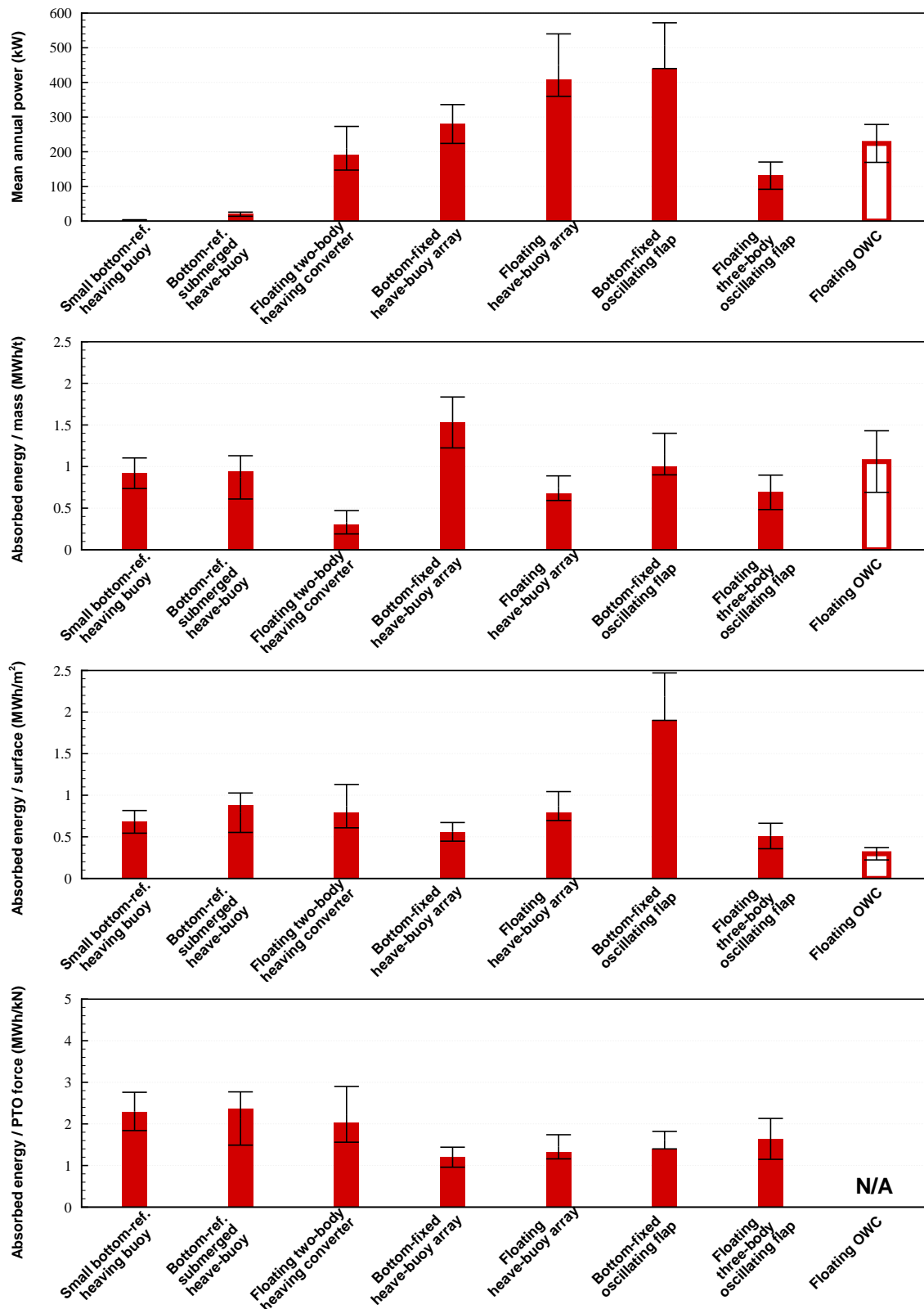


FIGURE 4.12 – Comparaison de critères de performance technico-économique pour une sélection de huit technologies houlomotrices. Le calcul d'énergie absorbée a été fait sur la base des données de houle pour un site au large de l'île d'Yeu. De haut en bas, les figures présentent la moyenne annuelle de puissance absorbée par unité houlomotrice, le rapport de l'énergie absorbée sur une année par le volume caractéristique, le rapport de l'énergie absorbée sur une année par la surface caractéristique, et le rapport de l'énergie absorbée par la force caractéristique dans le convertisseur. La figure est extraite de [117].

absorbée par volume caractéristique présente des variations moins extrêmes.

C'est en effet ce que l'on observe sur la seconde figure, où ce rapport est tracé. Cette fois le rapport entre le maximum et le minimum des résultats n'est plus que 5, là où il était de 140 pour la moyenne annuelle de puissance. Dans l'ensemble, il apparaît également que le rapport énergie absorbée par an au volume caractéristique est de l'ordre de 1 MWh/tonne.

La troisième figure présente le rapport de l'énergie absorbée à la surface caractéristique. Cette fois, le rapport entre le maximum et le minimum est de l'ordre de 4. De plus, si on exclut pour le moment le cas particulier du « bottom fixed oscillating flap », il est alors particulièrement notable de constater que ce rapport n'est alors plus que de 1.3, et donc très similaire d'une technologie à l'autre (de l'ordre de 1 MWh/m²). Revenons à présent au cas particulier du « bottom fixed oscillating flap ». Il présente un rapport énergie à surface 2.5 fois plus élevé que les autres exemples de technologies, ce qui indique que ce système exploite significativement mieux que les autres la surface qui le caractérise pour absorber l'énergie des vagues.

Enfin, la quatrième figure présente le rapport de l'énergie absorbée à la force caractéristique dans le convertisseur. On constate que ce rapport varie peut d'une technologie à l'autre, avec un rapport maximum à minimum de 1.7. Ce n'est en fait pas surprenant, car l'énergie absorbée résulte essentiellement du produit de la force par la longueur de course, et la longueur de course est similaire entre les différentes technologies.

Quelle conclusion tirer de ces résultats ? Imaginons que l'un des systèmes se soit distingué par des indicateurs de performance constamment au dessus du lot. Il aurait alors été facile de conclure que ce système avait de bonne chance de présenter un coût de l'énergie significativement plus faible que les autres. Malheureusement, les résultats sont loin d'être aussi clairs, et on pourrait donc conclure qu'inversement, toutes les centrales houlomotrices ayant été étudiées dans ce travail présentent probablement des coûts de l'énergie assez similaires. En poussant un peu ce raisonnement, on pourrait donc conclure qu'aucune de ces technologies n'est porteuse de rupture sur le coût de l'énergie.

Néanmoins, il nous semble nécessaire d'attirer l'attention du lecteur sur le cas du « bottom fixed oscillating flap », inspiré par la centrale houlomotrice *Oyster*. En effet, cette technologie arrive première du point de vue de la puissance moyenne annuelle absorbée et du rapport énergie absorbée à surface caractéristique. Sur le critère énergie absorbée sur volume, elle est pénalisée par le fait que le volume considéré est en fait 10 fois supérieur au volume déplacé par le système. Ce facteur s'explique par l'hypothèse de l'utilisation d'une embase gravitaire pour la fondation, embase qui se révèle gigantesque étant donné les efforts horizontaux s'appliquant sur ce type de système. D'autres types de fondations, plus légères, pourraient être utilisés (Aquamarine Power, le développeur de la technologie *Oyster* met ainsi en oeuvre des pieux battus). Remarquons néanmoins que les efforts horizontaux à reprendre sont les mêmes quelque soit la technologie de fondations, et que leur coût sont directement liés à l'amplitude des dits efforts.

Enfin, il faut signaler que dans ce travail, les rendements des convertisseurs d'énergie n'ont pas été pris en compte. Ceux-ci varient significativement selon les technologies mises en oeuvre (turbines à air, hydraulique, électrique à entraînement direct...) et pourraient avoir un effet significatif sur les conclusions.

4.7 Conclusions

Dans ce chapitre, on s'est intéressé à la performance énergétique des centrales houlomotrices. Elle est habituellement mesurée par la largeur de capture. Des résultats analytiques peuvent être établis pour le maximum de largeur capture relative. Un point remarquable est que ce maximum pour cette mesure n'est pas tant lié aux dimensions du système qu'à son principe de fonctionnement et la forme dans le champ lointain de la perturbation qui est émise par son interaction avec la houle. En particulier, on a montré que le système houlomoteur optimal est celui qui n'émet de l'énergie que dans la direction de propagation de la houle.

En conditions réalistes, il apparaît que la largeur de capture relative est également fortement corrélée au principe de fonctionnement. Ainsi, si le domaine de la récupération de l'énergie des

vagues peut paraître confus à un observateur extérieur en raison du grand nombre de technologies étant ou ayant été développé, il semble que, du point de vue de la performance énergétique, ce soit essentiellement le principe de fonctionnement et la dimension caractéristique des machines les principaux paramètres. Les systèmes basés sur le principe du batteur inversé sont nettement les plus performants, avec des niveaux de largeur de capture relative pouvant atteindre plus de 70% pour des dimensions caractéristiques de l'ordre de 20 m. Pour la plupart des principes de fonctionnement, il apparaît également que la largeur de capture relative augmente approximativement linéairement avec la dimension caractéristique pour des configurations réalistes, ce que ne laissait pas présager la théorie. Cet aspect peut être expliqué par le fait que par comparaison avec le maximum de largeur de capture relative, la marge de progression des réalisations pratiques est grande (de l'ordre de 500 %).

La performance énergétique est évidemment un aspect fondamental en récupération de l'énergie des vagues, mais ce n'est qu'un aspect du problème de la viabilité économique de cette source énergétique. Ainsi, les coûts peuvent être tels que la centrale houlomotrice la plus efficace du point de vue hydrodynamique soit la moins performante d'un point de vue technico-économique. Le critère absolu pour juger des performances relatives de différentes technologies houlomotrices est le coût de l'énergie, mais il est difficile à déterminer, en particulier dans les stades amont du développement des projets. On propose alors de le remplacer par quatre indicateurs : moyenne annuelle de la puissance absorbée, énergie absorbée par volume caractéristique, énergie absorbée par surface caractéristique et rapport de l'énergie absorbée aux efforts caractéristiques mis en oeuvre dans le convertisseur. Sur la base de ces indicateurs, une étude de parangonnage de huit centrales houlomotrices représentatives du statut de la technologie indique que, à part pour la moyenne annuelle de puissance absorbée, les variations sont assez faibles d'une technologie à l'autre, et qu'il est donc probable que le coût de l'énergie soit assez similaire entre ces technologies.

Conclusion

L'objectif de cet ouvrage était d'apporter au lecteur un éclairage sur l'état de la connaissance et des développements dans le domaine de l'énergie des vagues. On espère y être parvenu.

En particulier, étant donné l'ordre de grandeur du gisement énergétique - certes significative mais néanmoins très en deça des enjeux en terme de consommation d'énergie électrique nationale et mondiale - et les estimations des coûts de l'énergie avec les technologies actuelles, on espère que l'impérieuse nécessité d'une rupture technologique lui est aussi évidente qu'à nous-même. Un facteur de réduction des coûts de l'ordre de 2 nous semble un minimum.

Dans le chapitre 4, on a vu que les performances énergétiques mesurées sur des exemples de réalisation de technologies houlomotrices sont typiquement d'un facteur 5 inférieures aux maxima théoriques. Une rupture technologique sur la performance énergétique des machines est donc envisageable. C'est notamment l'enjeu des nombreux travaux sur le contrôle et le pilotage de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs. Parmi les nouvelles tendances que l'on a évoqué au chapitre 3, certaines pourraient aussi être porteuses de rupture, soit grâce à des innovations sur les principes de fonctionnement, ou dans la structure des coûts.

Enfin, il nous semble qu'une rupture est également nécessaire d'un point de vue méthodologique. Dans le chapitre 2, comment ne pas être interpellé par le nombre de démonstrateurs ayant été construit et testé au cours des quarante dernières années? Les résultats de ces projets ont-ils été à la hauteur des investissements réalisés, souvent constitués pour une bonne part d'argent public, et se chiffrant à plusieurs millions voire dizaines de millions d'euros? Il nous semble qu'il devrait être possible, pour une fraction du budget d'un démonstrateur, de réaliser les études nécessaires pour obtenir une estimation fiable du coût de l'énergie, et, comme le recommande [119] de déclencher les phases ultérieures de développement seulement si cette estimation est suffisamment encourageante.

Appendices

Annexe A

Rappels sur la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre

A.1 Position du problème

On considère le problème de l'interaction d'un ou plusieurs flotteurs ou structures partiellement ou complètement immergés soumis à l'action de la houle. Chaque flotteur ou structure est caractérisé par sa surface mouillée $\partial\Omega_{B,k}$ et possède N_k degrés de liberté notés ξ_k .

A.2 Hypothèses

Les hypothèses sous-jacentes à la théorie linéarisée des écoulements potentiels à surface libre sont :

- (H1) Le fluide est non visqueux.
- (H2) Le fluide est incompressible : $\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$ avec \mathbf{V} la vitesse de l'écoulement.
- (H3) L'écoulement est irrotationnel : $\nabla \times \mathbf{V} = \mathbf{0}$.
- (H4) L'amplitude de la houle A est petite par rapport à la longueur d'onde λ : $\frac{A}{\lambda} \ll 1$.
- (H5) Pour chaque degré de liberté ξ_k du flotteur ou de la structure k , l'amplitude des mouvements $|\xi_k|$ est petite par rapport à la dimension caractéristique B_k : $\frac{|\xi_k|}{B_k} \ll 1$.
- (H6) Le fond de la mer est supposé plat. La profondeur d'eau est noté h .

A.3 Le problème aux limites pour le potentiel de vitesse

Les hypothèses (H1) et (H3) permettent [112] de montrer que la vitesse de l'écoulement dérive d'un potentiel Φ dénommé potentiel de vitesse :

$$\mathbf{V}(M, t) = \nabla\Phi(M, t) \tag{A.1}$$

où t est le temps et M est un point du domaine fluide dont les coordonnées cartésiennes sont (x, y, z) et (R, θ, z) sont les coordonnées cylindriques. La surface libre au repos est définie par la coordonnée verticale $z = 0$. L'origine du repère O est placé au voisinage du barycentre du ou des flotteurs considérés.

En combinant cette équation avec l'hypothèse d'incompressibilité (H2), on montre que le potentiel de vitesse est à Laplacien nul :

$$\Delta\Phi(M, t) = 0 \tag{A.2}$$

Cette dernière équation est valable partout dans le domaine fluide noté Ω .

Les hypothèses (H4) et (H5) conduisent à linéariser le problème. On cherche alors une solution dans le domaine fréquentiel. On suppose donc que toutes les quantités temporelles sont

harmoniques, c'est-à-dire qu'elles dépendent du temps par un facteur $e^{-i\omega t}$ avec ω la pulsation de la houle. Par exemple, la vitesse de l'écoulement s'écrit donc :

$$\mathbf{V}(M, t) = \Re \left(\tilde{\mathbf{V}} e^{-i\omega t} \right) \quad (\text{A.3})$$

Par la suite, lorsqu'il n'y a pas d'ambiguïté, la notation $\tilde{}$ sera omise.

Les conditions aux limites (respectivement condition de surface libre, condition au fond, condition sur les corps, et condition de radiation à l'infini) sont :

$$\left\{ \begin{array}{ll} \frac{\partial \Phi(M)}{\partial z} = \frac{\omega^2}{g} \Phi(M) & \forall M \in \partial\Omega_F \\ \frac{\partial \Phi(M)}{\partial z} = 0 & \forall M \in \partial\Omega_h \\ \frac{\partial \Phi(M)}{\partial n} = \nabla \Phi \cdot \mathbf{n} = f(M) & \forall M \in \partial\Omega_B (= \cup \Omega_{B,k}) \\ \sqrt{R} \left(\frac{\partial \Phi(M)}{\partial R} - im_0 \right) (\Phi - \Phi_0) \rightarrow 0 & R \rightarrow +\infty \end{array} \right. \quad (\text{A.4})$$

Avec $f(M)$ une fonction scalaire, m_0 le nombre d'onde solution de la relation de dispersion $k_0 g = \omega^2 = m_0 g \tanh(m_0 h)$ et Φ_0 le potentiel de houle incidente. Pour une houle régulière d'amplitude A_0 se propageant dans la direction β avec l'axe des x :

$$\Phi_0(M) = -iA_0 \frac{g}{\omega} f_0(z) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} \quad (\text{A.5})$$

En profondeur finie, la fonction dépendant de la profondeur s'écrit $f_0(z) = \frac{\cosh(m_0(z+h))}{\cosh(m_0 h)}$. En grande profondeur finie, elle se simplifie en $f_0(z) = e^{k_0 z}$

A.4 Equation intégrale pour le potentiel de vitesse

En appliquant la seconde identité de Green, on peut montrer [120] que le potentiel de vitesse s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} \Phi(M) \forall M \in \Omega \\ \frac{\Phi(M)}{2} \forall M \in \partial\Omega_B \end{array} \right. = -\frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega_B} \sigma(M') G(M, M') dS' \quad (\text{A.6})$$

avec $G(M, M')$ la fonction de Green de l'hydrodynamique à surface libre et $\sigma(M)$ une distribution de sources sur la surface des corps Ω_B solution de :

$$\frac{\sigma(M)}{2} - \frac{1}{4\pi} \iint_{\partial\Omega_B} \sigma(M') \frac{\partial G(M, M')}{\partial n} dS' = f(M) \forall M \in \Omega_B \quad (\text{A.7})$$

A.4.1 Fonction de Green en profondeur infinie

En profondeur infinie, la fonction de Green $G(M, M')$ peut s'écrire [121] :

$$G(M, M') = S^0(M, M') - S^1(M, M') + S^2(M, M') \quad (\text{A.8})$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} S^0(M, M') = \frac{1}{MM'} \\ S^1(M, M') = \frac{1}{MM'\sigma'} \\ S^2(M, M') = \frac{2k_0}{\pi} \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (J(\zeta) - \frac{1}{\zeta}) d\alpha + 2ik_0 \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} e^\zeta d\alpha \end{array} \right. \quad (\text{A.9})$$

avec $M^{0'}(x', y', -z')$, $\zeta = k_0(z + z' + ir \cos \alpha)$, $r = \sqrt{(x - x')^2 + (y - y')^2}$ et J est une fonction complexe définie à partir de l'exponentielle intégrale $E_1(\zeta)$ tel que :

$$\left\{ \begin{array}{l} J(\zeta) = e^\zeta [E_1(\zeta) + i\pi] \quad \text{si } \Im(\zeta) \geq 0 \\ J(\zeta) = e^\zeta [E_1(\zeta) - i\pi] \quad \text{si } \Im(\zeta) < 0 \end{array} \right. \quad (\text{A.10})$$

Son gradient par rapport au point M peut s'écrire :

$$\nabla_M G(M, M') = \nabla_M S^0(M, M') - \nabla_M S^1(M, M') + \nabla_M S^2(M, M') \quad (\text{A.11})$$

avec :

$$\begin{cases} \nabla_M S^0(M, M') = -\frac{M\vec{M}'}{R_0^3} \\ \nabla_M S^1(M, M') = -\frac{MM^{0'}}{R_1^3} \end{cases} \quad (\text{A.12})$$

avec $R_0 = \|M\vec{M}'\|$, $R_1 = \|M\vec{M}^{0'}\|$ et :

$$\nabla_M S^2(M, M') = \begin{cases} \frac{2k_0^2}{\pi} \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \begin{pmatrix} \frac{x-x'}{r} i \cos \alpha \\ \frac{y-y'}{r} i \cos \alpha \\ 1 \end{pmatrix} (J(\zeta) - \frac{1}{\zeta}) d\theta \\ -2k_0^2 \frac{M\vec{M}'}{R_1^3} \\ +2ik_0^2 \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \begin{pmatrix} \frac{x-x'}{r} i \cos \alpha \\ \frac{y-y'}{r} i \cos \alpha \\ 1 \end{pmatrix} e^{\zeta} d\theta \end{cases} \quad (\text{A.13})$$

La limite de la fonction de Green en profondeur infinie lorsque la fréquence tend vers l'infini est :

$$\lim_{\omega \rightarrow +\infty} G(M, M') = \frac{1}{MM'} - \frac{1}{MM^{0'}} \quad (\text{A.14})$$

Et la limite lorsque la fréquence tend vers 0 est :

$$\lim_{\omega \rightarrow 0} G(M, M') = \frac{1}{MM'} + \frac{1}{MM^{0'}} \quad (\text{A.15})$$

Enfin, on peut montrer [120] que le comportement asymptotique de la fonction de Green est :

$$G(M, M') = \sqrt{\frac{2\pi k_0}{R}} e^{k_0 z} e^{k_0 z'} e^{ik_0(R - (x'\theta + y'\sin\theta)) + i\frac{\pi}{4}} + O\left(\frac{1}{R^{3/2}}\right) \quad (\text{A.16})$$

A.4.2 Fonction de Green en profondeur finie

En profondeur finie (h étant la profondeur d'eau constante dans tout le domaine), la fonction de Green $G(M, M')$ peut s'écrire [121] :

$$G(M, M') = S^0(M, M') + S^{1h}(M, M') + S^{2h}(M, M') + S^3(M, M') \quad (\text{A.17})$$

avec :

$$S^0(M, M') = \frac{1}{MM'} \quad (\text{A.18})$$

$$S^{1h}(M, M') = \frac{1}{MM^{h'}} \quad (\text{A.19})$$

avec $\text{AVECM}^{h'}(x', y', -z' - 2h')$

$$S^{2h}(M, M') = \frac{A^h}{2} \sum_{k=1}^4 \left(\frac{1}{\pi} \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} (J(\zeta_k) - \frac{1}{\zeta_k}) d\alpha + i \Re \int_{-\pi/2}^{\pi/2} e^{\zeta_k} d\alpha \right) \quad (\text{A.20})$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} A^h = \frac{1}{h} \frac{(m_0 h + k_0 h)^2}{[(m_0 h)^2 - (k_0 h)^2 + k_0 h]} \\ \zeta_1 = m_0(z + z' + i((x - x') \cos \alpha + (y - y') \sin \alpha)) \\ \zeta_2 = m_0(z' - z - 2h + i((x - x') \cos \alpha + (y - y') \sin \alpha)) \\ \zeta_3 = m_0(z - z' - 2h + i((x - x') \cos \alpha + (y - y') \sin \alpha)) \\ \zeta_4 = m_0(-z - z' - 4h + i((x - x') \cos \alpha + (y - y') \sin \alpha)) \end{array} \right. \quad (\text{A.21})$$

$$S^3(M, M') = \frac{A^h}{2} \sum_{k=1}^4 \frac{1}{R_{k0}} + \frac{1}{2} \sum_{n=0}^{\infty} a_n \sum_{k=1}^4 \frac{1}{M^{kn} M'} \quad (\text{A.22})$$

avec :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} R_{10} = m_0 \sqrt{(z + z')^2 + r^2} \\ R_{20} = m_0 \sqrt{(-z + z' - 2h)^2 + r^2} \\ R_{30} = m_0 \sqrt{(z - z' - 2h)^2 + r^2} \\ R_{40} = m_0 \sqrt{(z + z' + 4h)^2 + r^2} \end{array} \right. \\ \left\{ \begin{array}{l} M^{1n}(x, y, -z - \lambda_n h) \\ M^{1n}(x, y, z + 2h - \lambda_n h) \\ M^{1n}(x, y, z - 2h + \lambda_n h) \\ M^{1n}(x, y, -z - 4h + \lambda_n h) \end{array} \right. \end{array} \right. \quad (\text{A.23})$$

et les coefficients (a_n, λ_n) résultent de la décomposition en série d'exponentielles complexes [122] de la fonction $F_1(k) = \frac{(k+k_0)e^{kh}}{k \sinh(kh) - k_0 \cosh(kh)} - \frac{A^h}{k-m_0} = 2 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n e^{\lambda_n kh}$ [121].

Le gradient par rapport au point M de la fonction de Green en profondeur finie peut s'écrire :

$$\nabla_M G(M, M') = \nabla_M S^0(M, M') - \nabla_M S^{1h}(M, M') + \nabla_M S^{2h}(M, M') + \nabla_M S^3(M, M') \quad (\text{A.24})$$

avec pour les termes $\nabla_M S^0$, $\nabla_M S^{1h}$ et $\nabla_M S^3$ des expressions similaires à l'équation A.12 et une expression similaire à l'équation A.13 pour le terme $\nabla_M S^{2h}$.

A limite en fréquence nulle, la fonction de Green s'écrit comme un somme infinie d'images du point source par rapport à la surface libre et le fond. A la fréquence infinie, on peut appliquer l'équation A.14.

Concernant le comportement asymptotique, on peut montrer :

$$G(M, M') = F_0(z, z') \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} e^{im_0(R - (x'\theta + y' \sin \theta)) + i\frac{\pi}{4}} + O\left(\frac{1}{R^{3/2}}\right) \quad (\text{A.25})$$

avec :

$$F_0(z, z') = \frac{2}{m_0 h} \frac{(k_0 h)^2}{(m_0 h)^2 - (k_0 h)^2 + k_0 h} \frac{\cosh m_0(z + h)}{\sinh m_0 h} \frac{\cosh m_0(z' + h)}{\sinh m_0 h} \quad (\text{A.26})$$

A.5 Coefficients de champ lointain, fonction de Kochin

En combinant l'équation A.6 et les expressions A.16 ou A.25 pour le comportement asymptotique de la fonction de Green respectivement en grande profondeur ou en profondeur finie, on peut montrer que, dans le champ lointain, le potentiel de vitesse peut être approché par [120] :

$$\Phi(M) = 2 \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) C_0 f_0(z) e^{i(m_0 R + \frac{\pi}{4})} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.27})$$

avec $H(\theta)$ la fonction de Kochin et $f_0(z)$ une fonction de la profondeur. En grande profondeur :

$$\left\{ \begin{array}{l} H(\theta) = -\frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega_B} \sigma(M') e^{k_0 z'} e^{-ik_0(x' \cos \theta + y' \sin \theta)} dS' \\ C_0 = -1 \end{array} \right. \quad (\text{A.28})$$

et en faible profondeur :

$$\begin{cases} H(\theta) = -\frac{1}{4\pi} \iint_{\Omega_B} \sigma(M') \frac{\cosh m_0(z'+h)}{\sinh m_0 h} e^{-ik_0(x' \cos \theta + y' \sin \theta)} dS' \\ C_0 = -\frac{2}{m_0 h} \frac{(k_0 h)^2}{(m_0 h)^2 - (k_0 h)^2 + k_0 h \tanh m_0 h} \end{cases} \quad (\text{A.29})$$

A.6 Flux d'énergie dans le champ lointain

Dans le contexte de la récupération de l'énergie des vagues, il est intéressant de considérer les échanges d'énergie entre le fluide et le ou les systèmes houlomoteurs. Le ou les systèmes houlomoteurs seront appelés parc dans la suite. Du point de vue du fluide, le champ de vagues total (de potentiel de vitesse Φ_T) est obtenu par superposition du champ de houle incidente caractérisé par le potentiel de houle incidente Φ_0 et le champ de perturbation Φ_S :

$$\Phi_T = \Phi_0 + \Phi_S \quad (\text{A.30})$$

Le champ de pression dynamique s'obtient en dérivant par rapport au temps le potentiel de vitesse ($p = -\rho \frac{\partial \Phi}{\partial t}$). La vitesse de l'écoulement est égale au gradient du potentiel ($\vec{V} = \nabla \Phi$). Donc, pour le champ incident et en supposant une houle d'amplitude unitaire, on peut écrire à partir de l'équation (A.5) :

$$\tilde{p}_0 = \rho g A_0 f_0(z) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} \quad (\text{A.31})$$

$$\tilde{U}_0 = \frac{m_0 g}{\omega} A_0 f_0(z) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} \quad (\text{A.32})$$

avec \tilde{p}_0 la contribution du champ de houle incident à la pression dynamique, et \tilde{U}_0 la composante de vitesse dans la direction de propagation de la houle (que l'on note \vec{u}_β).

Pour la composante perturbée, dans le champ lointain on peut écrire à partir de l'équation (A.27) :

$$\tilde{p}_S = 2\rho i \omega \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) C_0 f_0(z) e^{i(m_0 R + \frac{\pi}{4})} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.33})$$

$$\tilde{U}_{S,R} = 2im_0 \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) C_0 f_0(z) e^{i(m_0 R + \frac{\pi}{4})} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.34})$$

$$\tilde{U}_{S,\theta} = O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.35})$$

avec p_S la contribution à la pression du champ lointain, $U_{S,R}$ la composante de vitesse dans la direction radiale et $U_{S,\theta}$ la composante de vitesse orthoradiale.

Calculons le flux d'énergie instantanée en un point quelconque du champ lointain. La vitesse instantanée de l'écoulement s'écrit :

$$\vec{U} = \Re \left(\left(\tilde{U}_0 \vec{u}_\beta + \tilde{U}_{S,R} \vec{u}_R + \tilde{U}_{S,\theta} \vec{u}_\theta \right) e^{-i\omega t} \right) \quad (\text{A.36})$$

Que l'on peut écrire sous la forme :

$$\vec{U} = \Re \left(\left(\mathcal{U}_\beta \vec{u}_\beta + \mathcal{U}_{\perp\beta} \vec{u}_{\perp\beta} \right) f_0(z) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} e^{-i\omega t} \right) \quad (\text{A.37})$$

Avec \mathcal{U}_β et $\mathcal{U}_{\perp\beta}$ définis par :

$$\mathcal{U}_\beta = \frac{g}{\omega} A_0 + 2C_0 i \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) e^{i\varphi(\theta)} m_0 \cos(\theta - \beta) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.38})$$

$$(\text{A.39})$$

$$\mathcal{U}_{\perp\beta} = 2C_0 i \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) e^{i\varphi(\theta)} m_0 \sin(\theta - \beta) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \quad (\text{A.40})$$

Et $\varphi(\theta) = m_0 R(1 - \cos(\theta - \beta)) + \frac{\pi}{4}$.

En un point du domaine fluide, le flux d'énergie instantanée \vec{j} est défini par l'intégrale sur la colonne d'eau du produit de la pression et la vitesse de l'écoulement :

$$\vec{j} = \int_{-h}^0 (p_0 + p_S) \vec{U} dz \quad (\text{A.41})$$

En développant à partir des équations (A.31), (A.33) et (A.36), on montre :

$$\begin{aligned} \vec{j} = \rho g \left(\int_{-h}^0 (f_0(z))^2 dz \right) \times \\ \Re \left(\left(A_0 + C_0 i \frac{\omega}{g} 2 \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) e^{i\varphi(\theta)} \right) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} e^{-i\omega t} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \times \\ \Re \left((\mathcal{U}_\beta \vec{u}_\beta + \mathcal{U}_{\perp\beta} \vec{u}_{\perp\beta}) e^{im_0(x \cos \beta + y \sin \beta)} e^{-i\omega t} \right) \end{aligned}$$

Le calcul de l'intégrale sur z donne :

$$\int_{-h}^0 (f_0(z))^2 dz = \frac{1}{2m_0} D_0 \quad (\text{A.42})$$

avec D_0 définit par $D_0 = \tanh(m_0 h) + \frac{m_0 h}{\cosh^2(m_0 h)}$ (on peut remarquer que $D_0 \rightarrow 1$ quand $h \rightarrow +\infty$).

On calcule ensuite le flux d'énergie moyen \vec{J} sur une période de houle T . En utilisant l'identité :

$$\frac{1}{T} \int_0^T \Re(Ae^{-i\omega t}) \Re(Be^{-i\omega t}) dt = \frac{1}{4} (AB^* + A^*B) = \frac{1}{2} \Re(AB^*) \quad (\text{A.43})$$

On montre :

$$\vec{J} = \frac{\rho g D_0}{4m_0} \Re \left(\left(A_0 + 2C_0 i \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) e^{i\varphi(\theta)} + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) (\mathcal{U}_\beta^* \vec{u}_\beta + \mathcal{U}_{\perp\beta} \vec{u}_{\perp\beta}) \right) \quad (\text{A.44})$$

En développant à partir des équations (A.38) et (A.40) :

$$\vec{J} = \frac{\rho g^2 D_0}{4\omega} \Re \left(\left(\begin{aligned} & A_0^2 + 2A_0 C_0 i \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H(\theta) e^{i\varphi(\theta)} + \\ & \left(-2A_0 C_0 i \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H^*(\theta) e^{-i\varphi(\theta)} + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} |H(\theta)|^2 \right) \cos(\theta - \beta) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \end{aligned} \right) \vec{u}_\beta \right. \\ \left. + \left(-2A_0 C_0 i \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} H^*(\theta) e^{-i\varphi(\theta)} + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} |H(\theta)|^2 + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \sin(\theta - \beta) \vec{u}_{\perp\beta} \right) \quad (\text{A.45})$$

Où on reconnaît le flux d'énergie transportée par la houle incidente $J_0 = \frac{\rho g^2 D_0 A_0^2}{4\omega}$. On peut également écrire cette dernière équation sous la forme :

$$\begin{aligned} \vec{J} = J_0 \left(\left(\left(1 - 2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \vec{u}_\beta \right. \right. \\ \left. \left. + \left(-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right) \vec{u}_R \right) \right) \quad (\text{A.46}) \end{aligned}$$

On montre ainsi que le flux d'énergie autour d'un ou plusieurs systèmes houlomoteurs est la somme de quatre contributions. La première correspond simplement à l'énergie transportée par

la houle incidente. Le second est une correction sur le flux d'énergie transportée dans la direction de propagation de la houle incidente. Cette correction donne explicitement la quantité d'énergie prélevée dans le champ incident. La somme de la troisième et de la quatrième correspondent à la quantité d'énergie qui est émise dans la direction radiale. Enfin, on remarque que cette équation est correcte jusqu'à l'ordre $\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}$.

Ce qui est intéressant dans cette dernière équation est qu'elle permet de décrire analytiquement la manière dont la houle est modifiée par la présence du ou des systèmes houlomoteurs. Dans le champ lointain, on mesure ainsi deux vagues :

- La première se propageant dans la direction de la houle incidente, mais dont l'énergie est égale à $J_0 \left(1 - 2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right)$. Ainsi, l'amplitude de la composante de houle incidente est modulée par le coefficient $\sqrt{1 - 2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(i \frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right)}$.
- La seconde se propage dans une direction ayant pour origine le ou les systèmes. Son énergie est $J_0 \left(-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right) \right)$. Assimilée à une onde plane, son amplitude est donc $\sqrt{-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) + 4C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \frac{2\pi m_0}{R} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 + O\left(\frac{1}{R^{\frac{3}{2}}}\right)}$.

Cette équation pourrait donc constituer le point central pour permettre le couplage entre outils de propagation de houle à phase résolue ou moyennée et la résolution du problème d'interactions vagues-structures par un modèle aux éléments frontières.

Considérons le cas particulier $\theta = \beta$, c'est-à-dire le flux d'énergie dans la direction de propagation de la houle et en aval du parc constitué du ou des systèmes houlomoteurs. En ne retenant que les termes d'ordre supérieur, l'équation (A.46) se simplifie en :

$$\vec{J}(\theta = \beta) = J_0 \left(\left(1 - 4C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{\frac{2\pi m_0}{R}} \Im \left(\frac{H(\beta)}{A_0} e^{i\frac{\pi}{4}} \right) \right) + O\left(\frac{1}{R}\right) \right) \vec{u}_\beta \quad (\text{A.47})$$

On observe ainsi que le flux d'énergie aval s'écrit comme la somme du flux d'énergie transportée par la houle incidente plus une correction qui décroît avec la racine carrée de la distance. On voit donc que, dans le sillage d'un parc de systèmes houlomoteurs, le déficit d'énergie due à l'absorption d'énergie par interaction du parc avec la houle incidente se comble au fur et à mesure que l'on s'éloigne du parc. Le taux de reconstruction du flux d'énergie est proportionnel à la racine carrée de la distance au parc, ce qui est assez lent. En effet, à une distance donnée, réduire le déficit d'énergie d'un facteur 2 nécessite de s'éloigner du parc par un facteur 4.

A.7 Bilan d'énergie

Intégrons à présent l'équation (A.46) sur un cercle horizontal, centré à l'origine et de rayon R . Cette opération correspond à évaluer le flux d'énergie entrant à travers un cylindre vertical de rayon R délimité en haut par le plan de la surface libre et en bas par le fond de la mer. On obtient :

$$\int_0^{2\pi} \vec{J} \cdot (-\vec{u}_R) R d\theta = -J_0 \left(-2C_0 \frac{\omega}{g} \sqrt{2\pi m_0 R} \int_0^{2\pi} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) (1 + \cos(\theta - \beta)) d\theta \right. \\ \left. - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta + O\left(\frac{1}{\sqrt{R}}\right) \right) \quad (\text{A.48})$$

En appliquant la méthode de la phase stationnaire, on montre que la première intégrale peut s'écrire :

$$\int_0^{2\pi} \Im \left(\frac{H(\theta)}{A_0} e^{i\varphi(\theta)} \right) (1 + \cos(\theta - \beta)) d\theta = 2\sqrt{\frac{2\pi}{m_0 R}} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) + O\left(\frac{1}{R}\right) \quad (\text{A.49})$$

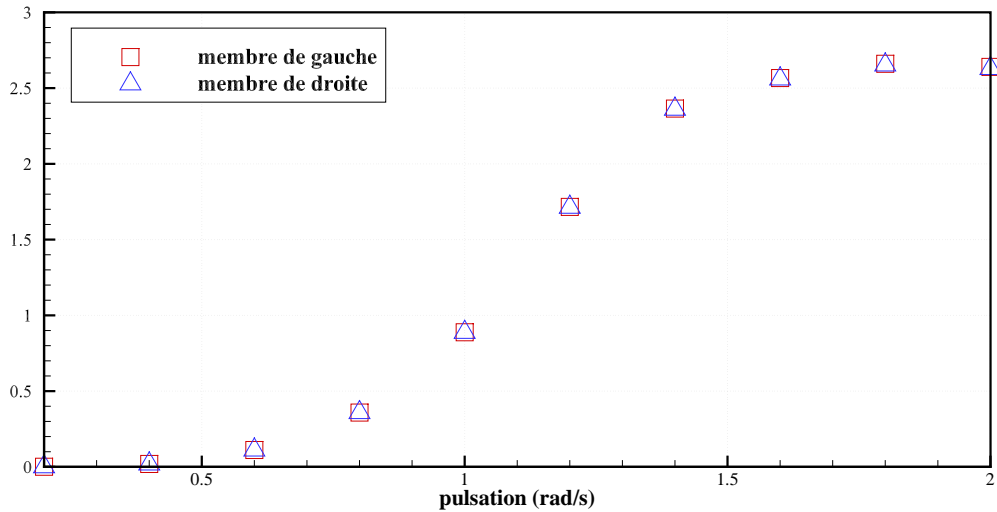


FIGURE A.1 – Comparaison des membres de droite et gauche de l'équation (A.52) pour le cas de diffraction d'un système houlomoteur constitué d'un flotteur cylindrique axisymétrique de diamètre 10 m et de tirant d'eau 5 m. La profondeur d'eau est infinie.

D'où :

$$\int_0^{2\pi} \vec{J} \cdot (-\vec{u}_R) R d\theta = J_0 \left(8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta + O\left(\frac{1}{\sqrt{R}}\right) \right) \quad (\text{A.50})$$

Le principe de conservation de l'énergie implique que ce flux doit être égal la puissance moyenne P_1 absorbée ou fournie par le ou les flotteurs. A la limite $R \rightarrow +\infty$, on montre donc :

$$P_1 = J_0 \left(8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta \right) \quad (\text{A.51})$$

Pour un ou des flotteurs sans absorption d'énergie, $P_1 = 0$. Il en résulte la relation suivante entre l'amplitude du champ perturbée dans la direction de la houle incidente et l'intégrale des amplitudes du champ perturbée dans les autres directions :

$$\Re(H(\beta)) = m_0 C_0 \frac{\omega}{g} \frac{1}{A_0} \int_0^{2\pi} |H(\theta)|^2 d\theta \quad (\text{A.52})$$

A titre de vérification, la figure A.1 présente un comparatif du membre de droite et de gauche de cette dernière équation pour le cas de diffraction d'un flotteur cylindrique axisymétrique de diamètre 10 m et de tirant d'eau 5 m. La profondeur d'eau est supposée infinie. On constate que les membres de droite et gauche sont bien égaux, comme attendu.

Dans le cas d'un ou de plusieurs systèmes houlomoteurs, l'équation (A.51) relie la puissance absorbée localement par le ou les machines aux caractéristiques du champ lointain. On peut l'écrire en faisant apparaître la largeur de capture relative $C_W = \frac{P_1}{J_0}$:

$$C_W = 8\pi C_0 \frac{\omega}{g} \Re \left(\frac{H(\beta)}{A_0} \right) - 8\pi m_0 C_0^2 \frac{\omega^2}{g^2} \int_0^{2\pi} \left| \frac{H(\theta)}{A_0} \right|^2 d\theta \quad (\text{A.53})$$

Bibliographie

- [1] Atlas numérique d'états de mer océaniques et côtiers. anemoc.cetmef.developpement-durable.gouv.fr.
- [2] K. Gunn and C. Stock-Williams. Quantifying the global wave power resource. *Renewable Energy*, 2012.
- [3] fr.wikipedia.org/wiki/électricité_en_france. Consulté le 27 septembre 2015.
- [4] en.wikipedia.org/wiki/electricity_pricing. Consulté le 6 janvier 2015.
- [5] Prix du gaz et de l'électricité en france et dans l'union européenne en 2012. Commissariat général au développement durable, Chiffres & statistiques, n 461, Novembre 2013.
- [6] L. Mofo, J. Goldsmith, and F. Jones. Ocean energy : technology readiness, patents, deployment status and outlook. Technical report, International Renewable Energy Agency (IRENA), August 2014.
- [7] J. Cordonnier, F. Gorintin, A. De Cagny and A.H. Clément, and A. Babarit. Searev : case study of the development of a wave energy converter. *Renewable Energy*, 80 :40–52, 2015.
- [8] Wave energy - insights from the energy technologies institute. Technical report from the Energy Technologies Institute, 2015.
- [9] M. Korpas, L. Warland, W. He, and J.O. Giaever Tande. A case-study on offshore wind power supply to oil and gas rigs. *Energy Procedia*, 24, 2012.
- [10] P.A. Davies. Wave-powered desalination : resource assessment and review of technology. *Desalination*, 186, 2006.
- [11] M. Folley, B. Penate Suarez, and T. Whittaker. An autonomous wave-powered desalination system. *Desalination*, 220 :412–421, 2008.
- [12] J. Lucas, J. Cruz, S. Salter, J. Taylor, and I. Bryden. Update on the design of a 1 :33 scale model of a modified edinburgh duck wec. In *Proceedings of the ASME 27th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2008)*, Estoril, Portugal, 2008.
- [13] <http://www.ryokuseisha.com/eng/>. Consulté le 7 janvier 2015.
- [14] liquidr.com. Consulté le 7 janvier 2015.
- [15] <http://www.emec.org.uk>. Consulté le 24 février 2015.
- [16] D. Ross. *Power from the waves*. Oxford University Press, 1995.
- [17] G. Damy and M. Gauthier. Production d'énergie à partir de la houle. Technical report, CNEXO - COB, 1981.
- [18] D.V. Evans. A theory for wave-power absorption by oscillating bodies. *Journal of Fluid Mechanics*, 77(1) :1 – 25, 1976.
- [19] M. Gariel. Energie mécanique de la houle : Utilisation. *La Houille Blanche*, 5 :778–783, Novembre 1957.
- [20] M. Folley and T. Whittaker and J. van't Hoff. The design of small seabed-mounted bottom-hinged wave energy converters. In *Proc. of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2007)*, Porto, Portugal, 2007.

- [21] R. Dhaile. Technique et rentabilité des dièdres à houle. *La houille blanche (4e Journées de l'Hydraulique)*, 1956.
- [22] S. Salter. Wave power. *Nature*, 249 :720 – 724, 1974.
- [23] S. Salter. Characteristics of a rocking wave power device. *Nature*, 254 :503 – 506, 1975.
- [24] K. Budal and J. Falnes. A resonant point absorber of ocean-wave power. *Nature*, 256 :478 – 479, 1975.
- [25] A.F.O. Falcao. Modelling of wave energy conversion. Technical report, Instituto Superior Technico, Universidade Tecnica de Lisboa, 2014.
- [26] T. Watabe and H. Kondo. Progress on pendulum-type wave energy converting device. In *Proc. Of the 1st ISOPE Pacific/Asia Offshore Mechanics Symposium*, Seoul, Korea, 1990.
- [27] J.N. Newman. The interaction of stationary vessels with regular waves. In London Mechanical Engineering Pub., editor, *Proceedings of the 11th Symposium on Naval Hydrodynamics*, pages 491–501, 1976.
- [28] J. Falnes. *Ocean waves and oscillating systems - Linear interactions including wave-energy extraction*. Cambridge University Press, 2002.
- [29] K. Budal and J. Falnes. Wave power conversion by point absorbers. *Norwegian Maritime Research*, 6(4) :2 – 11, 1978.
- [30] G. Thomas. Arrays of three-dimensional wave energy absorbers. *Journal of Fluid Mechanics*, 108 :67–88, 1981.
- [31] D.V. Evans. Power from water waves. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 13 :157–187, 1981.
- [32] G. Scobie J.M. Leishman. The development of wave power - a techno-economic study. Technical report, National Engineering Laboratory, East Kilbride Glasgow, Scotland, 1976.
- [33] Rendel Palmer & Tritton and Kennedy & Donkin. United kingdom wave energy program - consultants' 1981 assessment. Technical report, Department of Energy, UK, 1982.
- [34] N.W. Bellamy. *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy Utilization*, chapter The Circular Sea Clam Wave Energy Converter. Springer Verlag Berlin, 1986.
- [35] A.N. Walton Bott, J.S.M. Hailey, and P.D. Hunter. The mauritius wave energy project. research results and proposed outline design. In *Proc. of the International Symposium on Wave and Tidal Energy*, pages 123–146, Canterbury, England, 1978.
- [36] M. Spiridakis. *Récupération de l'énergie des vagues par les systèmes à déferlement*. PhD thesis, Université de Nantes, 1983.
- [37] J. Falnes. Research and development in ocean-wave energy in norway. In *International Symposium on Ocean Energy Development*, Muroran, Hokkaido, 1993.
- [38] S. Naito and S. Nakamura. Wave energy absorption in irregular waves by feedforward control system. In D.V. Evans, editor, *Hydrodynamics of Ocean Wave-Energy Utilization*, pages 269–280. Springer-Verlag, 1986.
- [39] D. Skyner. Edinburgh wave power project - solo duck linear analysis. Technical report, Edinburgh University, UK, 1987.
- [40] L.J. Duckers, F.P. Lockett, B.W. Loughridge, A.M. Peatfield, M.J. West, and P.R.S. White. Optimisation of the clam wave energy converter. *Renewable Energy*, 5(2) :1464–1668, 1994.
- [41] T.M. Pontes. Assessing the european wave energy resource. *Journal of Offshore Mechanics and Artic Engineering*, 120 :226–231, 1998.
- [42] <http://www.save-pico-powerplant.org>. Consulté le 9 mars 2015.
- [43] Aquaret - case study - european owc pilot plant pico/azores. www.aquaret.com - Consulté le 3 mars 2015.

- [44] Y. Wahsio, H. Osawa, and T. Ogata. The open sea tests of the offshore floating type wave power device "mighty whale" - characteristics of wave energy absorption and power generation -. In *OCEANS. PTS/IEEE Conference and Exhibition*, pages 579 – 585, Honolulu, Hawaii, 2001.
- [45] WIPO. Patent-based technology analysis report - alternative energy technology. Technical report, World Intellectual Property Organization, 2009.
- [46] N.I. Meyer, M. Mc Donald, C.E. Vad Bennetzen, H.F. Burcharth, J. Bungler, V. Jacobsen, P. Maegaard, S. Vindelov, K. Nielsen, and J.N. Sorensen. Bolgekratprogram - afsluttende rapport fra energistyrelsens radgivende bolgekraftudvalg. Technical report, Ramboll, 2002.
- [47] A.H. Clément, P. McCullen, A. Falcao, A. Fiorentino, F. Gardner, K. Hammarlund, G. Lemonis, T. Lewis, K. Nielsen, S. Petroncini, M.T. Pontes, P. Schild, B.O. Sjostrom, H.C. Sorensen, and T. Thorpe. Wave energy in europe : current status and perspectives. *Renewable and sustainable energy reviews*, 6(5) :405–431, 2002.
- [48] <http://www.semrev.fr>. Consulté le 9 mars 2015.
- [49] A. Pecher, I. Le Crom, J.P. Kofoed, F. Neumann, and E. de Brito Azevedo. Performance assessment of the pico owc power plant following the equimar methodology. In *Proc. Of the 21th International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE)*, Hawaii, USA, 2011.
- [50] <http://www.seabased.com>. Consulté le 9 mars 2015.
- [51] Y. Torre-Enciso, I. Ortubia, and L.I. Lopez de Aguilera and J. Marqués. Mutriku wave power plant : from the thinking out to the reality. In *Proc. of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference*, pages 319 – 329, Uppsala, Sweden, 2009.
- [52] <http://www.aw-energy.com>. Consulté le 9 mars 2015.
- [53] I. Bjerke, E. Hjetland, G. Tjensvoll, and J. Sjolte. Experiences from field testing with the bolt wave energy converter. In *Proc. of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference*, Southampton, UK, 2011.
- [54] J. Sjolte, I. Bjerke, G. Tjensvoll, and M. Molinas. Summary of performance after one year of operation with the lifesaver wave energy converter system. In *Proc. of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference*, Aalborg, Denmark, 2013.
- [55] <http://http://www.wavestarenergy.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [56] <http://www.dexawave.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [57] www.crestwing.dk. Consulté le 27 septembre 2015.
- [58] <http://www.floatingpowerplant.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [59] <http://www.wello.eu/en/>. Consulté le 19 mars 2015.
- [60] <http://http://www.carnegiewave.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [61] <http://www.biopowersystems.com>. Consulté le 11 mai 2015.
- [62] Y. Lin, J. Bao, H. Lia, W. Li, L. Tu, and D. Zhang. Review of hydraulic transmission for wave power generation. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50 :194–203, 2015.
- [63] M. Previsic, R. Bedard, and G. Hagerman. E2i eprri assessment - offshore wave energy conversion devices. Technical report, Electricity Innovation Institute, 2004.
- [64] <http://www.oceanpowertechnologies.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [65] <http://www.ecowavepower.com>. Consulté le 10 mars 2015.
- [66] <http://www.azurawave.com>. Consulté le 12 mai 2015.
- [67] A. Pecher, J.P. Kofoed, and T. Larsen. Design specifications for the weptos hanstholm wec. *Energies*, 5(4) :1001–1017, 2012.
- [68] F.J.M. Farley, R.C.T. Rainey, and J.R. Chaplin. Rubber tubes in the sea. *Philosophical transactions of the Royal Society A*, 370 :381–402, 2012.

- [69] P. Jean, A. Watez and G. Ardoise, C. Mélis, R. Van Kessel, A. Fourmon, E. Barrabino, J. Heemskerk, and J.P. Queau. Standing wave tube electro active polymer wave energy converter. In *Proc of the SPIE Smart Structures/NDE conference*, San Diego, USA, 2012.
- [70] <http://www.hie.co.uk/growth-sectors/energy/wave-energy-scotland/default.html>. Consulté le 31 mars 2015.
- [71] A. F. de O. Falcao. Wave energy utilization : a review of technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(3) :889–918, 2010.
- [72] S.G. Siegel, C. Fagley, J. Seidel, and T. Jeans. 3d wave radiation efficiency of a double cycloidal wave energy converter. In *Proc. of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2013)*, Aalborg, Denmark, 2013.
- [73] *Scientific American - Energy, transport, smart cities - New paths for innovation, Special issue published in partnership with Alstom, supplement of the French edition n 447*, chapter Building a sustainable world, pages 40 – 41. Pour la Science / Scientific American, january 2015.
- [74] D. Vicinanza, L. Margheritini, J.P. Kofoed, and M. Buccino. The ssg wave energy converter : performance, status and recent developments. *Energies*, 5 :193–226, 2012.
- [75] L. Margheritini. *R & D toward commercialization of the Sea wave Slot cone Generator (SSG) overtopping wave energy converter*. PhD thesis, Aalborg University, 2009.
- [76] M. Mory, V. Baudry J. Dugor, A. Babarit, and A.H. Clément. A comparative study of the wave energy collected at saint jean de luz (france) by an overtopping converter and a flap activated converter. In *Proc. of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2015)*, Nantes, France, 2015.
- [77] A. Brito-Melo, L.M.C. Gato, and A.J.N.A. Sarmiento. Analysis of wells turbine design parameters by numerical simulation of the owc performance. *Ocean Engineering*, 29 :1463–1477, 2002.
- [78] A.F.O. Falcao, L.M.C. Gato, and E.P.A.S. Nunes. A novel self-rectifying air turbine for use in wave energy converters. *Renewable Energy*, 50 :289–298, 2013.
- [79] Y. Kamizuru. *Development of hydrostatic drive trains for wave energy converters*. PhD thesis, RWTH Aachen University, 2014.
- [80] M. Folley and T.J.T. Whittaker. Analysis of the nearshore wave energy resource. *Renewable energy*, 34(7) :1709–1715, 2009.
- [81] A. Henry, K. Doherty, L. Cameron, T. Whittaker, and R. Doherty. Advances in the design of the oyster wave energy converter. In *Marine Renewable and Offshore Wind Energy Conference, Royal Institution of Naval Architects*, London, UK, 2010.
- [82] J. Van t Hoff. Real world challenges in designing a wec pto system. In *NUIM Wave Energy Workshop*, Maynooth, Irlande, 2011.
- [83] T. Whittaker, D. Collier, M. Folley, M. Osterried, A. Henry, and M. Crowley. The development of oyster - a shallow water surging wave energy converter. In *Proc. of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2007)*, Porto, Portugal, 2007.
- [84] <http://www.langleewavepower.com>. Consulté le 11 mai 2015.
- [85] C. Josset, A. Babarit, and A.H. Clément. A wave to wire model of the searev wave energy converter. *Proc Inst Mech Eng Part M J Eng Maritime Environ*, 221(2) :81–93, 2007.
- [86] M. Ruellan, H. Ben Ahmed, B. Multon, C. Josset, A. Babarit, and A.H. Clément. Design methodology for a searev wave energy converter. *IEEE Transactions on Energy Conversion*, 25(3), 2010.
- [87] H. Altmann, F.J.M.D. Farley, and Energy Technology Support Unit (Great Britain). *Latest Developments with the Triplate Wave Energy Converter*. ETSU-WV ; 1555 p16. Royal Military College of Science, Shrivenham, 1979.

- [88] R. Scher. *A study of flap-type wave absorbing devices*. PhD thesis, The University of Michigan, 1985.
- [89] M.A. Kerbiriou, M. Prevosto, C. Maisondieu, A. Babarit, and A.H. Clément. Influence of an improved sea-state description on a wave energy converter production. In *Proceedings of the ASME 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (OMAE2007)*, San Diego, USA, 2007.
- [90] A. Pecher. *Performance evaluation of wave energy converters*. PhD thesis, Department of Civil Engineering, Aalborg University. DCE Thesis; No. 38.
- [91] <http://www.youtube.com/watch?v=joyfnvl6v1w>. Consulté le 26 mai 2015.
- [92] <http://www.awsocan.com>. Consulté le 27 mai 2015.
- [93] J.R. Burns. Ocean wave energy conversion using piezoelectric material members. US patent 4685296 A, 1987.
- [94] M.R. Alam. Nonlinear analysis of an actuated seafloor-mounted carpet for a high-performance wave energy extraction. *Proceedings of the Royal Society A*, 468 :3153–3171, 2012.
- [95] <http://www.pelagicpower.com>. Consulté le 27 mai 2015.
- [96] A. Peiffer and D. Roddier. Design of an oscillating wave surge converter on the windfloat structure. In *Proc. of the 4th International Conference on Ocean Energy (ICOE2012)*, Dublin, Ireland, 2012.
- [97] M.J. Muliawan, M. Karimirad, T. Moan, and Z. Gao. Stc (spar-torus combination) : A combined spar-type floating wind turbine and large point absorber floating wave energy converter - promising and challenging. In *Proc. of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2012)*, Rio de Janeiro, Brazil, 2012.
- [98] T. Soulard and A. Babarit. Numerical assessment of the mean power production of a combined wind and wave energy platform. In *Proc. of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2012)*, Rio de Janeiro, Brazil, 2012.
- [99] T. Soulard and A. Babarit. C-hyp : a combined wave and wind energy platform with balanced contributions. In *Proc. of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2013)*, Nantes, France, 2013.
- [100] T. Soulard, A. Babarit, I. Martinez Barrios, I. Agos Ardanaz, A. Arrieta Zigorraga, Z. Gao, M. Sanchez, I. Touzon, A. Melchior Hansen, J. Murphy, L.M. Macadre, and M. Wyns. Techno-economical comparison of combined ocean energy platforms. In *Poster presented at the 5th International Conference on Ocean Energy (ICOE2014)*, Halifax, Canada, 2014.
- [101] H. Shin, M. Park, and H. Lee. 12 mw floating offshore wind turbine. presentation at the IEA Wind Tact 11 meeting, Jan. 12-13, 2015.
- [102] L. Cradden, H. Mouslim, O. Duperray, and D. Ingram. Joint exploitation of wave and offshore wind power. In *Proc. of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011)*, Southampton, UK, 2011.
- [103] J. Falnes. A resonant point absorber of ocean-wave power. *Nature*, 256 :478–479, 1975.
- [104] J. Falnes. A review of wave energy extraction. *Marine Structures*, 20 :185–201, 2007.
- [105] M. Wypych, L. Le-Ngoc, K. Alexander, and A. Gardner. On the application of circular-cylindrical waves to ocean wave power absorption. *Ocean engineering*, 40 :69–75, 2012.
- [106] J. Falnes. *Ocean waves and oscillating systems*. Cambridge University Press, 2000.
- [107] A. Babarit and J. Hals. On the maximum and actual capture width ratio of wave energy converters. In *Proceedings of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011)*, Southampton, UK, 2011.
- [108] H.A. Wolgamot, P.H. Taylor, and R. Eatock Taylor. The interaction factor and directionality in wave energy arrays. *Ocean engineering*, 47 :65–73, 2012.

- [109] A. Kurniawan. *Modelling and geometry optimisation of wave energy converters*. PhD thesis, Department of Marine Technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2013.
- [110] J. Falnes and A. Kurniawan. Fundamental formulæ for wave-energy conversion. *Royal society open science*, 2, 2015.
- [111] A. Babarit, B. Gendron, J. Singh, C. Mélis, and P. Jean. Hydro-elastic modelling of an electro-active wave energy converter. In *Proceedings of the 32nd International conference on offshore mechanics and arctic engineering (OMAE2013)*, Nantes, France, 2013.
- [112] J.N. Newman. *Marine hydrodynamics*. Cambridge, Massachussets, 1977.
- [113] F. Charrayre. *Modélisation de fermes de systèmes houlomoteurs : effets d'interactions entre systèmes à l'échelle de la ferme et impact sur le climat de vagues à l'échelle régionale*. PhD thesis, Université Paris-Est, 2015.
- [114] A. Babarit. A database of capture width ratio of wave energy converters. *Renewable energy*, 80 :610–628, 2015.
- [115] V. Neary, M. Previsic, R.A. Jepsen, M.J. Lawson, Yi-Hsiang Yu, A.E. Copping, A.A. Fontaine, K.C. Hallet, and D.K. Murray. Methodology for design and economic analysis of marine energy conversion (mec) technologies. Technical Report SAND2014-9040, Sandia National Laboratories, 2014.
- [116] R.F. Mulligan. A simple model for estimating newbuilding costs.
- [117] A. Babarit, J. Hals, M.J. Muliawan, A. Kurniawan, T. Moan, and J. Krokstad. Numerical benchmarking study of a selection of wave energy converters. *Renewable energy*, pages 44–63, 2012. With corrigendum in *Renewable Energy* 74 (2015) 955-957.
- [118] A.H. Day, A. Babarit, A. Fontaine, Y.-P. He, M. Kraskowski, M. Murai, I. Penesis, F. Salvatore, and H.-K. Shin. Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices : a state of the art review. *Ocean Engineering*, 108 :46–69, 2015.
- [119] J. Weber. Wec technology readiness and performance matrix – finding the best research technology development trajectory. In *Proceedings of the International Conference on Ocean Energy (ICOE2012)*, Dublin, Irlande, 2012.
- [120] G. Delhommeau. Les problèmes de diffraction-radiation et de résistance de vagues : étude théorique et résolution numérique par la méthode des singularités. Technical report, Thèse de Doctorat d'Etat, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique, Nantes, France, 1987.
- [121] G. Delhommeau. Amélioration des performances des codes de calcul de diffraction-radiation au premier ordre. In *Proceedings of the 2nd Journées de l'hydrodynamique*, pages 70–86, 1989.
- [122] J.C. Daubisse. Some results about approximation of functions of one or two variables by sums of exponentials. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 23 :1959–1967, 1986.

Deuxième partie

Synthèse des activités

Chapitre 5

Curriculum Vitae

Aurélien BABARIT

né le 19 octobre 1979 à Cholet (Maine et Loire)

4 rue des rochettes 44000 Nantes

Pacsé, 2 enfants

Ingénieur de recherche à l'Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noë, 44300 Nantes Tél : 02 40 37 16 23 - Fax : 02 40 37 25 23 - Email : aurelien.babarit@ec-nantes.fr

TITRES UNIVERSITAIRES

- 2005 Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes et de l'Université de Nantes**
Intitulé : Optimisation hydrodynamique et contrôle optimal de la récupération de l'énergie des vagues
Directeur de thèse : Alain Clément
- 2002 DEA de Dynamique des Fluides et Transferts**, Ecole Centrale de Nantes
Intitulé : Modélisation numérique d'un mode de contrôle « tout ou rien » d'un récupérateur de l'énergie des vagues
- 2002 Ingénieur de l'Ecole Centrale de Nantes**
Option Hydrodynamique et Génie Océanique

PARCOURS PROFESSIONNEL

- Janv 2012 - Aujourd'hui** **Responsable de l'Equipe Energies Marines et Océan**
Laboratoire LHEEA
Ecole Centrale de Nantes-CNRS, Nantes, France
- Août 2011 - Déc 2011** **Ingénieur de recherche**
Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF)
Ecole Centrale de Nantes-CNRS, Nantes, France
- Août 2010 - Juil 2011** **Chercheur invité**
NTNU Trondheim, Norvège
- Nov 2005 - Juil 2010** **Post-Doc**
Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF)
Ecole Centrale de Nantes-CNRS, Nantes, France

THEMES DE RECHERCHE

- Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements
- Interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs
- Contrôle des systèmes houlomoteurs
- Etude des performances énergétiques et technico-économiques des systèmes houlomoteurs

PUBLICATIONS

Articles en journaux	Chapitres d'ouvrage	Conférences internationales
27	4	71

5 dernières publications en journaux :

1. A. H. Day, A. Babarit, A. Fontaine, Y-P. He, M. Krakowski, M. Murai, I. Penesis, F. Salvatore, H-K. Shin (2015) *Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices : a state of the art review*, Ocean Engineering, Vol. 108
2. A. Babarit (2015) *A database of capture width ratio of wave energy converters*, Renewable Energy, Vol. 80, pp. 610-628
3. M.A. Bhinder, A. Babarit, P. Ferrant, L. Gentaz (2015) *Potential time domain viscous model and CFD analysis of a generic surging wave energy converter*, International Journal of Marine Energy, Vol. 10, pp. 70-96
4. J. Cordonnier, F. Gorintin, A. De Cagny, A.H. Clément, A. Babarit (2015) *SEAREV : case study of the development of a wave energy converter*, Renewable Energy, Vol. 80, pp. 40-52
5. R. Genest, F. Bonnefoy, A.H. Clément, A. Babarit (2014) *Effect of non ideal power take off on the energy absorption of a reactively controlled one degree of freedom wave energy converter*, Applied Ocean Research, Vol. 48, pp. 236-243

ENCADREMENT

- 2 Post-Docs
- 10 doctorants (dont 5 thèses en cours)
- 6 stagiaires

INNOVATION, PROJETS DE RECHERCHE & ACTIVITES CONTRACTUELLES

- 3 brevets (WO/2006/040341, EP2009056775, WO/2009/011042) - 1 nouveau brevet déposé (2015)
- Coordinateur et/ou responsable scientifique pour projets de recherche collaborative avec EDF R&D, SBM Offshore, Commission Européenne, Statkraft, ADEME, ANR, Alstom, Wavesruiz, Abengoa, France Energies Marines, CNRS, NREL (2.4 M€cumulés depuis 2009)

PROJETS DE RECHERCHE COLLABORATIFS NATIONAUX ET INTERNATIONAUX

Projet	Durée	Budget opéré (k€)	Rôle	Coordinateur	Sujet
FP7/MARINA platform	2010 – 2014	850	Responsable scientifique	Acciona Energia (Espagne)	Plateforme hybride de récupération des énergies marines
FP7/MC-ITN/Wavetrain2	2008 – 2012	207	Responsable scientifique	WavEC, UCC, UEDIN, ECN/LHEEA	Formation initiale des futurs professionnels des énergies marines
ADEME (PIA)/S3	2011 – 2014	833	Responsable scientifique	SBM Offshore, ECN/LHEEA, Ifremer	Développement d'un système houlomoteur déformable et électro-actif
ANR/MONACOREV	2012 – 2015	175	Coordinateur	ECN/LHEEA, LHSV, Hydrocean, EDF R&D	Modélisation des systèmes houlomoteurs à l'échelle de la machine et du parc et impact régional
France Energies Marines/WECEXPART	2013 – 2014	16	Coordinateur	ECN/LHEEA, France Energies Marines	Système expert d'évaluation du productible de systèmes houlomoteurs
Région Pays de la Loire SEASTORAGE	2014 - 2017	60	Responsable scientifique	CEA Tech, ECN/LHEEA	Plateforme d'émulation réseau pour les essais en mer de systèmes houlomoteurs

PRESTATIONS DE RECHERCHE

Client	Date	Budget	Descriptif
EDF R&D	2010	7 500€	Licences, formation et assistance à l'utilisation des logiciels Aquaplan et Achild3D
SBM Offshore	2010	9 500€	Etude des effets de diffraction/radiation sur le houlomoteur S3
IREX	2010	7 200€	Etude de faisabilité des énergies marines sur des ouvrages côtiers et portuaires (EMACOP)
IREX	2011	4 200€	Contribution à la rédaction du dossier de projet EMACOP
SBM Offshore	2011	75 000€	Développement d'un simulateur de la réponse dynamique du système houlomoteur S3
Alstom	2012	5 000€	Estimation préliminaire du productible AWS
Wavesruiz	2012	15 000€	Estimation préliminaire du productible Wavesruiz
Alstom	2012	41 395€	Contribution à l'amélioration des performances de AWS
SBM Offshore	2012	30 000€	Amélioration de la précision du simulateur de la réponse dynamique du S3
Alstom	2013	37 200€	Contribution à l'amélioration des performances de AWS
Abengoa	2013	5 500€	Formation à la modélisation numérique des systèmes houlomoteurs
Watteasy	2013	5 000€	Estimation préliminaire du productible Watteasy
Wavesruiz	2013	15 000€	Evaluation de la performance énergétique du système houlomoteur Wavesruiz par la modélisation numérique

EXPERTISE

PARTICIPATION À DES COMITÉS D'EXPERT

- ITTC (International Towing Tank Conference)
 - Membre du 'Marine Renewable Energy Specialist Committee' du 27th (2010-2014) et 28th (2014-2018) ITTC
- Groupe Thématique 5 'Energies marines, éolien, hydraulique' de la Cellule Energie du CNRS
 - Animateur du groupe thématique depuis 2012
 - Montage du projet de création du Groupement de Recherche sur les Energies Marines Renouvelables (GdR EMR)
- France Energies Marines
 - Membre du Comité R&D depuis 2012
- Labex MER
 - Co-coordonateur de l'axe 7 'Mécanique de l'océan & Interactions'

REFEREE

- Journaux : Applied Ocean Research, Energies, Marine Structures, Ocean Engineering, Renewable Energy, Proceedings of the Royal Society of London - A, Journal of Fluid and Structures
- Dossier de demande de financement : ANRT, CNRS, EPSRC (Royaume-Uni), DSF (Danemark), H2020 (Europe), SRP (Suède)

JURYS DE THÈSE

- François Charrayre, *Modélisation de fermes de systèmes houlomoteurs : effets d'interactions entre systèmes à l'échelle de la ferme et impact sur le climat de vagues à l'échelle régionale*, Thèse de Doctorat de l'Université de Paris-Est, 2015
- Thibaut Kovaltchouk, *Contributions à la co-optimisation contrôle dimensionnement sur cycle de vis sous contrainte réseau des houlogénérateurs directs*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Normale Supérieure de Cachan, 2015
- Lucas Letournel, *Développement d'un outil de simulation numérique basé sur l'approche Weak-Scatterer pour l'étude des systèmes houlomoteurs*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes, 2015
- Romain Genest, *Développement et validation expérimentale de stratégies de contrôle de récupérateurs de l'énergie des vagues*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes, 2014
- Majid Bhinder, *3D Non-linear numerical hydrodynamic modelling of floating wave energy converters*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes, 2013
- Maxime Philippe, *Couplages aéro-hydrodynamiques pour l'étude de la tenue à la mer des éoliennes offshore flottantes*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes, 2012
- Bruno Borgarino, *Résolution accélérée du problème de tenue à la mer appliquée à l'étude paramétrique de fermes de récupérateurs de l'énergie des vagues*, Thèse de Doctorat de l'Ecole Centrale de Nantes, 2011

RESPONSABILITES, MANDATS , PRIX & DISTINCTIONS

RESPONSABILITÉS

- Responsable de l'équipe Energies Marines et Océan du Laboratoire LHEEA depuis janvier 2012 (date de création de l'équipe), 21 personnes (dont 10 doctorants)

MANDATS

- Membre élu du Conseil de Laboratoire du LHEEA depuis 2012
- Membre élu du Conseil Scientifique de l'Ecole Centrale de Nantes (2014)

PRIX & DISTINCTIONS

- Best paper presentation award at 2011 European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011) for the paper *On the maximum and actual capture width ratio of wave energy converters*
- Best paper award in recognition for acting as first author on a top cited paper contributing to the *Renewable Energy's* 2014 Impact Factor for the paper *Numerical benchmarking study of a selection of wave energy converters*

Chapitre 6

Activités de recherche

Je suis tombé dans l'énergie des vagues en 2001, lors d'une digression pendant un cours sur la propagation de houle en troisième année du cycle ingénieur de l'Ecole Centrale de Nantes. S'en est suivi un stage de DEA en 2002 au Laboratoire de Mécanique des Fluides (LMF, Ecole Centrale de Nantes - CNRS UMR6598), stage qui avait été encadré par Alain Clément (ingénieur de recherche au LMF) L'objectif était d'étudier par la simulation numérique le contrôle par latching d'un système de récupération de l'énergie des vagues de type bouée pilonnante, dans la perspective d'en améliorer les performances énergétiques.

Cette première expérience en **contrôle des systèmes houlomoteurs**, qui est devenu par la suite l'un de mes thèmes de recherche, m'a conforté dans ma volonté de faire de la recherche mon activité professionnelle, et de faire que les énergies marines renouvelables en soit le sujet. Notons qu'à l'époque ce domaine était très marginal, souvenons-nous que la première ferme éolienne en mer n'a été installée au Danemark qu'en 2001.

Publications associés :

1 ACL : Babarit et al. AOR (2004)

3 ACTI : Babarit et al. JH (2003), Babarit et al. ISOPE (2003), Babarit et al. EWTEC (2003)

6.1 Le projet SEAREV (2002 - 2008)

En 2002, j'ai eu l'opportunité de pouvoir démarrer une thèse au LMF portant sur un nouveau système de récupération de l'énergie des vagues. C'était à l'époque le tout début du projet SEAREV¹, et il n'était alors guère plus qu'un concept. Les objectifs de ma thèse étaient donc doubles, à la fois scientifique et technique :

- Technique, dans le sens où il s'agissait de réaliser le dimensionnement et l'évaluation du système du point de vue la performance énergétique.
- Scientifique, dans le sens où les méthodologies et les outils nécessaires pour réaliser ces études techniques n'existaient tout simplement pas. Il m'appartenait donc de les développer.

A la suite de cette thèse, et jusqu'en 2008 (dans le cadre de plusieurs post-docs sur la période 2005 à 2008), j'ai participé aux travaux de recherche et de développement de cette technologie. Avec le recul, il me semble que cette expérience a été une chance inouïe car elle m'a permis d'être confronté concrètement aux problématiques scientifiques nouvelles que soulèvent la récupération de l'énergie des vagues. C'est en cherchant à les résoudre qu'ont émergé deux autres de mes thèmes de recherche : la **modélisation de la réponse dynamique de systèmes houlomoteurs en grands mouvements** et l'étude des **interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs**.

Fin 2008, il fut décidé d'arrêter le projet SEAREV, les estimations du coût de l'énergie étant significativement au dessus des objectifs qui avaient été fixés. A quelque chose malheur est

1. Système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie des Vagues

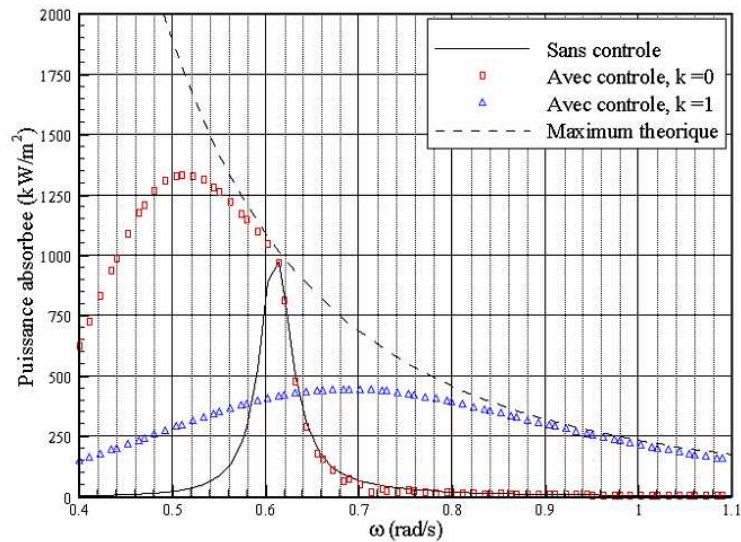


FIGURE 6.1 – Puissance absorbée par un récupérateur de l'énergie des vagues de type bouée pilonnante en fonction de la pulsation de la houle. En trait plein noir, sans contrôle, en carré rouge, avec contrôle par latching à la période de la houle, en triangle bleu, avec contrôle par latching et une réponse à la période triple de la période de houle. Le trait pointillé correspond au maximum théorique. La durée de latching est calculée ici par la méthode analytique développée pendant mon DEA [Babarit et al. 2004].

bon, je réalise aujourd'hui que c'est cet échec qui m'a incité à m'intéresser aux performances énergétiques, mais aussi technico-économiques, de l'ensemble des technologies de récupération de l'énergie des vagues. Cela constitue mon quatrième thème de recherche : **Etude des performances énergétiques et technico-économique des systèmes houlomoteurs.**

Publications associés :

4 ACL : Ruellan et al. REE (2007), Josset et al. JEME (2007), Ruellan et al. IEEE-TEC (2010), Cordonnier et al. RENE (2015)

17 ACTI : Babarit et al. OMAE (2005), Babarit et al. WREC (2005), Babarit et al. JH (2005), Ruellan et al. (2005), Clément et al. EWTEC (2005), Babarit et al. OWEMES (2005), Babarit et al. WREC (2006), Ruellan et al. ICEM (2006), Gilloteaux et al. IOEC (2006), Gilloteaux et al. IWWWFB (2007), Gilloteaux et al. OMAE (2007), Gilloteaux et al. ISOPE (2007), Durand et al. EWTEC (2007), Tissandier et al. ISOPE (2008), Tissandier et al. COFRET (2008), Babarit et al. WREC (2008), Babarit et al. ICOE (2008)

1 THESE : Babarit (2005)

2 BREVETS : WO/2006/040341, WO/2009/081042

6.2 Recherche et animation de la thématique en énergie des vagues au LMF/LHEEA (2009 - aujourd'hui)

Fort de l'expérience acquise dans le projet SEAREV, j'anime et poursuis des recherches depuis 2009 sur le sujet de la récupération de l'énergie des vagues au LMF (2009 - 2011, devenu Laboratoire d'Hydrodynamique et d'Énergétique et d'Environnement Atmosphérique (LHEEA) depuis 2012). Comme indiqué ci-dessus, mes quatre thèmes de recherche sont :

- Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements
- Interaction de vagues dans les parcs houlomoteurs
- Contrôle des systèmes houlomoteurs

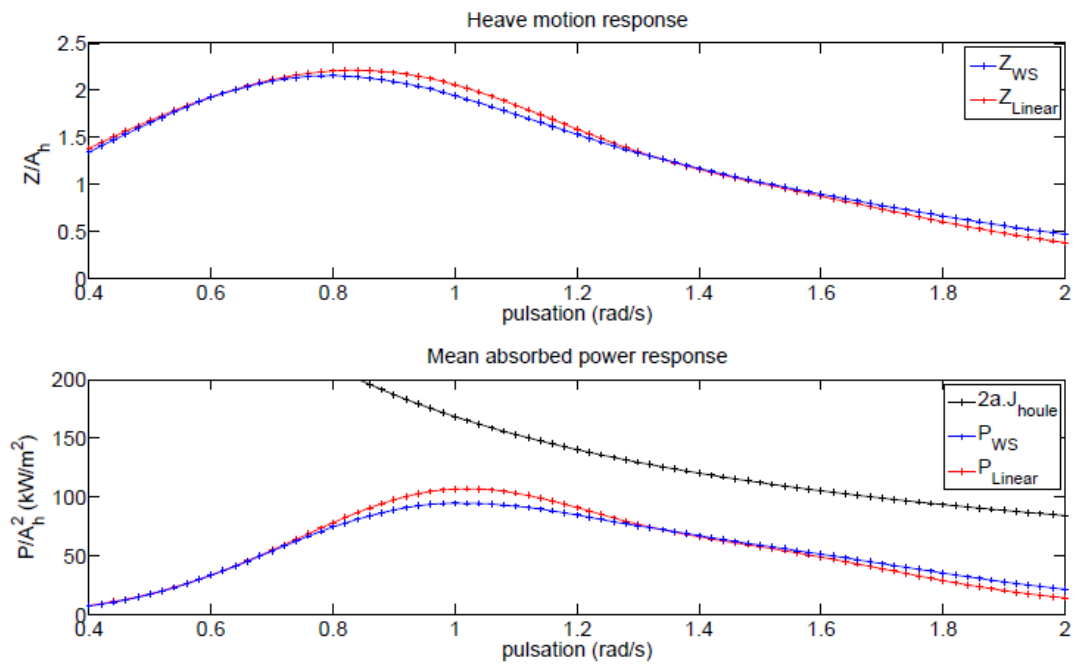


FIGURE 6.2 – Effet des non linéarités de position et de houle incidente sur la réponse dynamique et la puissance absorbée par un houlomoteur de type bouée pilonnante immergée en fonction de la pulsation de houle [Letournel et al. (en préparation)].

- Etude des performances énergétiques et technico-économique des systèmes houlomoteurs
On les détaille dans la suite de ce chapitre.

6.2.1 Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements

Contexte : Les systèmes houlomoteurs de type « flotteurs actionnés par la houle » présentent souvent une problématique particulière de mouvements de grande amplitude. Contrairement à des structures marines plus classiques (navires, plateformes d'exploitation pétrolière), les développeurs de systèmes houlomoteurs de ce type font en sorte que leurs fréquences de résonance soient au cœur des fréquences de houle, pour des raisons de maximisation des performances énergétiques. Il en résulte des mouvements de grande amplitude, même pour des conditions de houle modérée, qui mettent bien souvent en défaut les hypothèses de linéarité des approches de l'état de l'art en Génie Océanique pour la simulation et l'étude de la tenue à la mer des structures marines. D'un autre côté, les temps de calcul relatif à l'approche CFD, théoriquement apte à traiter ce type de problème, sont encore rédhibitoires par rapport aux enjeux du dimensionnement des technologies (simulation de durée de temps physique de l'ordre de la durée de vie de la machine 20ans).

Objectif : Entre ces deux extrêmes que sont l'approche potentielle linéarisée et la résolution complète des équations de Navier-Stokes, l'enjeu est donc de développer une classe d'outils de simulation de la tenue à la mer adaptée à la spécificité des mouvements de grande amplitude des systèmes houlomoteurs. A terme, l'objectif général est d'être en mesure de pouvoir simuler précisément et sur de grandes durées physiques (i.e en un temps CPU raisonnable) la tenue à la mer de machines houlomotrices animées de mouvements de grandes amplitudes.

Contribution : Nous avons choisi pour la modélisation des interactions vagues/structure le cadre méthodologique de la théorie des faibles perturbations (dite Weak-Scatterer, Pawlowski 1991) pour les écoulements potentiels à surface libre, pour des raisons de rapidité de calcul et de robustesse. Dans cette approche, les conditions de surface libre sont linéarisées autour de la

position instantanée de la surface libre. Cette approche était et reste originale dans le contexte houlomoteur. Un nouveau simulateur a été développé (code WS). Le choix a été fait de repartir de la page blanche afin de se doter d'un outil moderne dans son implémentation numérique. La théorie a été entièrement revisitée [Letournel et al. 2012; Chauvigné et al. 2014; Chauvigné et al. 2015]. Les choix d'implémentation numérique et l'approche méthodologique ont fait l'objet d'échanges réguliers avec l'équipe du LHSV qui développe de son côté un simulateur dans un cadre complètement non linéaire [Letournel et al. 2014]. Pour un système houlomoteur de type bouée immergée, le code WS a permis de mettre en évidence l'effet des non-linéarités sur la tenue à la mer et la performance d'un houlomoteur de type bouée pilonnante immergée, cf figure 6.2 [Letournel et al. (en préparation)]. Cependant, dans cette approche, les effets d'amortissement d'origine visqueuse sont nécessairement négligés, alors qu'ils peuvent être importants pour des systèmes houlomoteurs en grands mouvements [Bhinder et al. 2011; Bhinder et al. 2012; Bhinder et al. 2015]. Pour pallier à cette difficulté, on ajoute usuellement un terme correctif d'effort ayant la forme d'un amortissement quadratique. Ce terme correctif dépend d'un coefficient dont la calibration est usuellement empirique. Alternativement, la CFD peut être utilisée pour la calibration de ce coefficient [Atluri et al, 2009]. En collaboration avec la société Hydrocean, on s'y est intéressé du point de vue des aspects méthodologiques. On a notamment mis en évidence l'importance d'une résolution fine des interactions entre le corps et son sillage dans la prédiction des coefficients d'amortissement quadratique [Thilleul et al. 2011; Thilleul et al. 2013].

Publications associés à ce thème :

1 ACL : Bhinder et al. IJOME (2015)

9 ACTI : Babarit et al. OMAE (2009); Bhinder et al. EWTEC (2011); Thilleul et al. EWTEC (2011); Letournel et al. JH (2012); Bhinder et al. ISOPE (2012); Thilleul et al. OMAE (2013); Letournel et al. OMAE (2014), Chauvigné et al. JH (2014); Chauvigné et al. OMAE (2015)

3 THESES : Bhinder (2013), Letournel (2015), Chauvigné (en cours)

6.2.2 Interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs

Contexte : Pour le déploiement de parcs composés de nombreuses machines houlomotrices, leurs impacts sur la climatologie régionale de vagues et l'effet des interactions de vagues sur la performance des machines sont deux enjeux sociétaux et industriels majeurs. Ces deux sujets ont fait l'objet d'études sur les dix dernières années. Elles utilisent une approche paramétrique pour représenter les effets dus aux machines houlomotrices, en représentant les systèmes comme des corps poreux qui absorbent une fraction de l'énergie des vagues incidentes. Une telle approche ne permet pas de prendre en compte de manière satisfaisante (réaliste) la physique de la récupération de l'énergie des vagues par des systèmes houlomoteurs (par les phénomènes de diffraction/radiation). De plus, pour les approches utilisant un code de diffraction, la complexité numérique limite fortement le nombre de machines qui peuvent être prises en compte. Il en résulte donc des incertitudes fortes sur l'effet pratique des effets d'interactions de vagues sur les performances des parcs houlomoteurs, en particulier lorsqu'ils sont constitués d'un grand nombre de machines (>10).

Objectif : Les objectifs sont donc ici doubles. Il s'agit d'une part de développer les outils méthodologiques pour pouvoir correctement prendre en compte les effets de diffraction/radiation dans les outils de propagation de houle à phase résolue comme moyennée, et d'autre part d'accélérer un code de diffraction/radiation pour étudier les effets d'interactions de vagues sur la performance des parcs, en particulier lorsqu'ils sont composés de nombreuses machines.

Contribution : Dans un premier temps, on s'est intéressé au cas théorique simplifié de l'effet des interactions de vagues dans le cas d'un parc constitué de deux systèmes houlomoteurs. On a observé que l'effet de parc décroît avec la racine carrée de la distance, ce qu'on peut expliquer en considérant la manière dont le flux d'énergie est reconstruit dans le champ lointain [Babarit 2010]. Par la suite, pour pouvoir traiter du cas de parc constitué de nombreuses machines (une

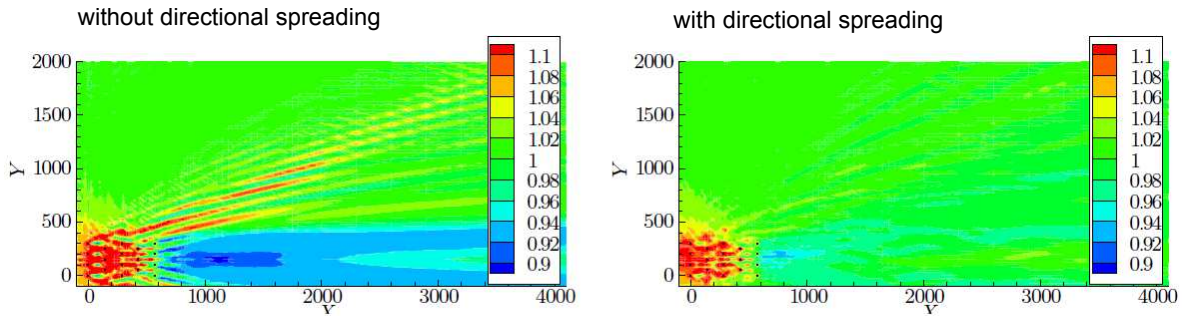


FIGURE 6.3 – Modulation de la hauteur significative de houle par interaction de vagues dans le cas d’un parc de 18 systèmes houlomoteurs de type OWSC. À gauche sans prendre en compte d’étalement directionnel, à droite avec étalement directionnel [Borgarino 2011].

analyse bibliographique avait permis de conclure que l’effet de parc est négligeable dans les petits parcs clairsemés [Babarit 2013]), on a mis en œuvre des méthodes d’accélération de code de diffraction/radiation. L’approche initialement envisagée était basée sur la mise en œuvre de l’algorithme multipolaire rapide [Greengard and Rokhlin, 1987]. Le code de diffraction/radiation Aquaplus, préexistant au LHEEA, a ainsi été accéléré [Borgarino et al. 2011 ; Borgarino 2012], ce qui a permis d’étudier l’effet des interactions de vagues dans des parcs constitué de jusqu’à 25 systèmes houlomoteurs [Borgarino et al. 2012]. Cependant, cette approche présente des difficultés liées à la convergence lente des séries pour les grands nombres d’onde. Elle a alors été écartée au profit d’une approche utilisant la *plane wave approximation* qui permet une accélération considérable des temps de calcul par rapport à l’approche directe, tout en maintenant la précision [Simon 1982]. Un nouveau simulateur a été développé sur ce formalisme par le LHEEA [Singh et al. 2013] et a permis l’étude de la configuration géométrique sur la production d’énergie pour un parc constitué de 50 systèmes houlomoteurs [Singh et al. 2014].

Néanmoins, l’utilisation de code de diffraction/radiation ne permet pas de traiter le cas d’une bathymétrie variable (complexité numérique). On s’est donc également intéressé aux modèles de propagation de houle à phase résolue, dans lequel la problématique est de prendre en compte correctement la perturbation générée par les systèmes houlomoteurs. Une approche consiste à imposer sur des îles fictives (cercle entourant chaque système) la somme du potentiel de houle incidente plus le potentiel de perturbation, ce dernier étant obtenu par des essais numériques. Des résultats préliminaires dans cet ordre d’idée avaient été présentés dans [Beels 2009]. En collaboration avec le Laboratoire d’Hydraulique Saint Venant (LHSV), on a pu confirmé l’intérêt de cette approche et développer une méthodologie de couplage entre le code de diffraction-radiation Nemoh et le code de propagation de houle à phase résolue Artemis (basé sur les équations de Berkhoff) [Charrayre et al. 2014]. Elle repose sur l’utilisation de fonctions de Kochin et la représentation par approximation de champ lointain de la perturbation créée par les systèmes houlomoteurs. Aux grandes échelles, en collaboration avec le LHSV et avec Matt Folley de Queen’s University Belfast (QUB, Irlande), on a initié une approche originale pour résoudre le problème de la modélisation des machines houlomotrices dans les modèles de propagation de houle à phase moyennée. Elle est basée sur le couplage d’outil de propagation de houle à phase moyennée (TOMAWAC) et l’outil de diffraction-radiation Nemoh. En se basant à nouveau sur la représentation par approximation de champ lointain de la perturbation créée par les systèmes houlomoteurs, nous avons pu exprimer analytiquement la modification du spectre d’énergie de la houle. Cette expression apporte un nouvel éclairage sur la prise en compte de la diffraction dans les outils de propagation de houle à phase moyennée [Babarit et al. 2013]. Enfin, une dernière difficulté sur ce thème réside dans le peu de résultats expérimentaux pour la validation de ces développements numériques et méthodologiques [Folley et al. 2012]. Pour y pallier, on a donc participé au montage et à la réalisation d’une campagne expérimentale coordonnée par le Prof. Peter Troch de Gent University (UGENT, Belgique) et dans laquelle des parcs comptant jusqu’à

25 maquettes de systèmes houlomoteurs de type « bouée pilonnante » ont été testées [Stratigaki et al. 2014]

Publications associés à ce thème :

8 ACL : Babarit OENG (2010) ; Babarit et al. IET-RPG (2010) ; Borgarino et al. IJOPE (2011) ; Borgarino et al. JENGMATH (2012) ; Borgarino et al. OENG (2012) ; Babarit RENE (2013) ; Stratigaki et al. ENERGIES (2014) ; Singh et al. OENG (2014)

12 ACTI : Babarit et al. EWTEC (2009), Borgarino et al. ISOPE (2010) ; Borgarino et al. EWTEC (2011) ; Folley et al. (2012) ; Babarit JH (2012) ; Stratigaki et al. (2012) ; Singh et al. OMAE (2013) ; Babarit et al. EWTEC (2013) ; Troch et al. EWTEC (2013) ; Charrayre et al. OMAE (2014) ; Stratigaki et al. ICCE (2014) ; Charrayre et al. JH (2014)

2 THESES : Borgarino (2011), Fabregas (en cours)

6.2.3 Contrôle des systèmes houlomoteurs

Contexte : Comme on l'a vu chapitre 4, le contrôle dynamique des systèmes houlomoteurs pourrait permettre d'augmenter significativement la performance énergétique des systèmes houlomoteurs, et pourrait donc être une clé de leur viabilité économique. L'application d'un contrôle optimal permettrait de maximiser l'absorption d'énergie. Cependant, son application pratique se révèle souvent impossible, en raison des amplitudes de mouvement qui devraient être mises en oeuvre, des puissances réactives à mobiliser, et de la nécessité de prédiction de la houle dans le futur.

Objectif : Dans un premier temps, notre objectif a été d'imaginer et d'étudier des stratégies de contrôle sub-optimales permettant de s'affranchir de tout ou partie des difficultés mentionnés ci-dessus pour le contrôle optimal. Ensuite, on s'est intéressé à leur implémentation pratique et à leur validation expérimentale.

Contribution : On s'est d'abord intéressé à l'optimisation des performances énergétiques de systèmes houlomoteurs par l'application d'un contrôle par latching. Le contrôle par latching consiste à bloquer le mouvement productif du système lorsque sa vitesse s'annule, puis à le relâcher au moment opportun, c'est-à-dire lorsque la phase de la houle est favorable. Toute la difficulté réside dans la détermination de cet instant où doit être relâché le système. Ce contrôle a été initialement introduit par Budal et Falnes en 1980 avec une stratégie de pilotage dont le but était de mettre en phase les maxima de force d'excitation et de vitesse du corps. Rien ne garantissant que cette stratégie de pilotage était optimale, j'ai tout d'abord développé une méthode originale permettant de déterminer analytiquement l'instant maximisant la récupération d'énergie dans le cas d'une houle régulière [Babarit et al. 2004]. J'ai ainsi pu confirmer l'optimalité de la stratégie de contrôle ci-dessus dans le cas où la période du mouvement est égale à la période de la houle. En m'appuyant sur l'analyse des résultats obtenus avec cette méthode, j'ai ensuite introduit heuristiquement plusieurs stratégies de pilotage non causales, que j'ai testé en houle irrégulière. J'ai ainsi pu montrer que la production d'énergie avec contrôle par latching était multiplié par un facteur 2 à 3 selon les configurations, en comparaison avec la production d'énergie sans contrôle.

En bloquant le mouvement productif durant des courts moments, le contrôle par latching fonctionne essentiellement en ralentissant la dynamique du corps qui est piloté. Il est donc particulièrement performant lorsque la houle est plus lente que la dynamique du système (i.e lorsque la période de la houle est supérieure à la période de résonance). Dans le cas inverse, l'efficacité est quasi nulle. En collaboration avec G. Duclos, nous avons montré qu'il était donc judicieux de concevoir le système de telle manière que sa période de résonance soit décalée vers les petites périodes de houle, afin d'exploiter au mieux les possibilités du contrôle [Duclos et al. 2006]. En houle irrégulière, les stratégies de commande développées précédemment dans le cas d'une bouée pilonnante se sont révélées décevantes lorsqu'on a cherché à les généraliser à des systèmes à plusieurs degrés de liberté (comme le SEAREV). Je me suis donc tourné vers la

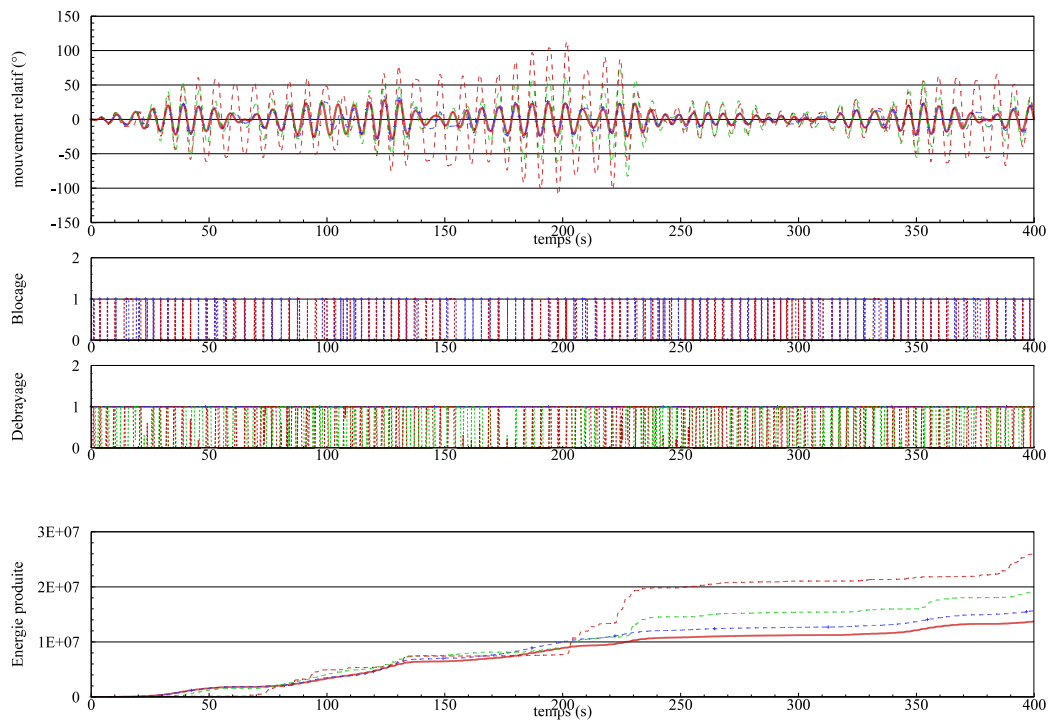


FIGURE 6.4 – Simulation temporelle du mouvement et de la production d'énergie du système SEAREV en houle aléatoire. En rouge, sans contrôle, en bleu pointillé, avec contrôle par latching, en vert avec les cercles, avec contrôle par débrayage, en rouge pointillé, avec contrôle à trois états. On constate que le contrôle à trois états donne les meilleures performances en terme de production d'énergie, avec une augmentation de 70% en comparaison avec la production d'énergie sans contrôle [Clément et al. 2012].



FIGURE 6.5 – Photographie du banc d'essai de stratégies de contrôle de systèmes houlomoteurs développé dans le cadre de la thèse de R. Genest. Le système houlomoteur est de type bouée pilonnante. Il coulisse verticalement le long de deux glissières. Un moteur linéaire et un frein hydraulique permette d'appliquer un contrôle en force et un contrôle par latching [Genest 2014].

méthode de la commande optimale, qui avait été introduit pour la première fois dans le cadre de la récupération de l'énergie des vagues par Hoskin en 1986. Cette méthode repose sur une formulation faible du blocage lorsque le contrôle par latching est appliqué. En la comparant avec les résultats de la méthode analytique en houle régulière, j'ai pu montrer qu'elle conduisait à une sous estimation du gain apporté par le contrôle. Cependant, elle est directement applicable en houle irrégulière et m'a donc permis de quantifier le gain en configuration réaliste, pour une année entière [Babarit et al. 2006]. En résultat annexe, j'ai également obtenu des estimations des horizons de prédiction de houle qui serait nécessaire pour appliquer pratiquement cette méthode, ainsi que l'influence des temps de réponse des actionneurs [Babarit et al. 2009].

Le contrôle par latching fonctionne essentiellement en ralentissant la dynamique du système. Ses performances sont donc moins bonnes lorsque la période de la houle est plus courte que la période de résonance. Afin de palier à cette difficulté, nous avons introduit en collaboration avec M. Guglielmi de l'IRCCyN (UMR6597) l'idée d'un contrôle par débrayage. L'idée ici était de débrayer le système de conversion à certains moments du cycle. On espérait ainsi obtenir une accélération momentanée de la réponse du système (par diminution de l'amortissement), et donc permettre d'accorder la période de la réponse à la période de la houle dans le cas où la période de la houle est plus grande que la période du corps [Babarit et al. 2009]. Finalement, puisque le contrôle par latching permet d'un côté de ralentir le système et de l'autre le contrôle par débrayage permet de l'accélérer, on peut raisonnablement s'attendre à ce que la combinaison des deux, soit un contrôle à trois états [Clément et al. 2012], donne les meilleures performances, comme l'illustre la figure 6.4. Par la suite, on s'est inquiété de l'application pratique de ces nombreux résultats théoriques. Dans le cadre de la thèse de R. Genest, on a mis en lumière une nouvelle hiérarchie des modes de contrôles par la prise en compte des rendements des différents actionneurs mécaniques pris en compte [Genest et al. 2014] ; sa démonstration par modélisation

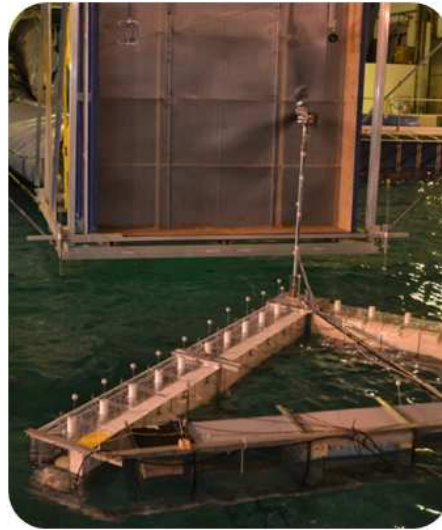


FIGURE 6.6 – Photographie d'un système hybride éolien - houlomoteur multi-mégawatts testé expérimentalement à l'Ecole Centrale de Nantes. Ces essais ont été réalisés dans le cadre du projet Européen MARINA platform dont j'étais le responsable scientifique pour le LHEEA.

s'est doublée de validations expérimentales et a permis de mettre au point un banc d'essai, figure 6.5, et de tester les performances pratiques des différentes stratégies de contrôle que nous avons développées.

Publications associés à ce thème :

5 ACL : Duclos et al. JOMAE (2006) ; Babarit et al. AOR (2006) ; Babarit et al. OENG (2009) ; Clément et al. PRSA (2012) ; Genest et al. AOR (2014)

5 ACTI : Duclos et al. OMAE (2004) ; Babarit et al. IWWWFB (2005) ; Babarit et al. EWTEC (2005) ; Babarit et al. ECC (2009) ; Genest et al. JH (2012)

1 THESE : Genest (2014)

1 BREVET : EP2009056775

6.2.4 Etude des performances énergétiques et technico-économiques des systèmes houlomoteurs

Contexte : Le thème de la récupération de l'énergie des vagues s'illustre par la grande diversité dans les technologies proposées à cette fin. Plusieurs milliers de brevets ont été déposés depuis le premier brevet en 1799, et plus d'une centaine de systèmes sont en développement de part le monde, utilisant des principes de fonctionnement variés. Afin d'accélérer la convergence technologique, un enjeu majeur est l'évaluation de la performance énergétique de ces systèmes et leur parangonnage. A ce sujet, les résultats fondamentaux importants ont été obtenus il y a bientôt une quarantaine d'années [Evans, 1976]. Cependant, ils s'inscrivent dans un cadre théorique (bouée axisymétrique piloté avec un contrôle optimal, houle régulière, actionneurs idéaux, prédiction déterministe de houle) très éloigné des conditions réelles. Ainsi, en pratique, ces résultats théoriques ne sont guère éclairant sur les performances relatives des différentes technologies, notamment en termes d'absorption d'énergie.

Objectif : L'objectif principal est donc d'étudier et de comparer les performances (notamment énergétiques) des systèmes houlomoteurs en conditions réalistes.

Contribution : Le point de départ de ce thème est constitué par les développements méthodologiques réalisés dans le cadre du projet de développement du système houlomoteur SEAREV qui fut porté par le LHEEA de 2002 à 2009 [Ruellan et al. 2010 ; Cordonnier et al. 2015]. En collaboration avec l'équipe du Prof. Torgeir Moan de NTNU Trondheim (Norvège), cette méthodologie fut étendue et appliquée à l'étude de huit systèmes houlomoteurs représentatifs de l'état de l'art en 2011. En plus de la performance énergétique des systèmes, on s'est intéressé à des indicateurs

technico-économiques tels que le ratio énergie produite sur volume déplacé, énergie sur surface mouillée et énergie sur l'écart type de l'effort dans le convertisseur. De manière frappante, on a pu observer que la variabilité des indicateurs technico-économiques était beaucoup plus faible que la seule production d'énergie, ce qui indiquait que, au final, le coût de l'énergie varie peu d'une technologie à l'autre - pour les technologies considérées - et ce malgré la grande diversité des principes de fonctionnement et des dimensions [Babarit et al. 2011 ; Babarit et al. 2012 ; Muliawan et al. 2013], cf figure 4.12. En parallèle, on s'est également intéressé au parangonage de la largeur de capture relative des systèmes houlomoteurs en conditions réalistes (houle irrégulière et en moyenne annuelle). Les résultats indiquent que le principe de fonctionnement est essentiel pour la performance énergétique des machines, et que les systèmes de type « batteurs inversés » fixés au fond sont largement supérieurs aux autres du point de vue de la performance énergétique [Babarit et al. 2011 ; Babarit 2015], cf figure 4.9. Enfin, sur cette période, on s'est aussi intéressé aux performances énergétiques de technologies et approches innovantes pour la récupération de l'énergie des vagues. On a notamment étudié des concepts de plateforme hybride éolien – houlomoteur multi-mégawatts avec des contributions énergétiques équilibrées entre les deux sources [Soulard et al. 2012 ; Soulard et al. 2012 ; Soulard et al. 2013 ; Soulard et al. 2013] (voir un exemple figure 6.6) ou combinant la récupération de l'énergie des vagues et la protection du trait de côte [Baudry et al. 2013, Baudry et al. 2015, Mory et al. 2015] ; ainsi qu'un système de récupération de l'énergie des vagues flexible et mettant en œuvre des matériaux électro-actifs [Babarit et al. 2011 ; Babarit et al. 2012 ; Babarit et al. 2013]

Publications associés à ce thème :

3 ACL : Babarit et al. (2012) ; Muliawan et al. JOMAE (2013) ; Babarit (2015)

14 ACTI : Babarit et al. OMAE (2011) ; Babarit et al. IWWWFB (2011) ; Muliawan et al. OMAE (2011) ; Babarit et al. EWTEC (2011) ; Soulard et al. OMAE (2012) ; Babarit et al. JH (2012) ; Soulard et al. JH (2012) ; Baudry et al. JH (2012) ; Babarit et al. OMAE (2013) ; Soulard et al. OMAE (2013) ; Soulard et al. EWTEC (2013) ; Baudry et al. EWTEC (2013) ; Baudry et al. EWTEC (2015) ; Mory et al. EWTEC (2015)

6.3 Perspectives

Comme on l'a dit dans le chapitre de conclusion 4.7, une rupture technologique et méthodologique nous semble absolument nécessaire avant d'envisager un déploiement massif de centrales houlomotrices. Pour les années prochaines, on vise à poursuivre ceux de nos travaux qui s'inscrivent dans cette perspective. Ainsi, on prévoit d'une part d'accroître nos efforts sur la modélisation aux grandes échelles des systèmes houlomoteurs en mettant en place de nouvelles méthodes adaptées aux spécificités hydrodynamiques de ces systèmes (mouvements de grande amplitude, mais aussi simulation de systèmes multicorps flottants à chaîne cinématique complexe). D'autre part, il nous paraît nécessaire de continuer à étudier les performances énergétiques des systèmes houlomoteurs, et leur parangonage du point de vue des performances technico-économiques, en particulier du point de vue méthodologique. On envisage de mener une partie de ces travaux en collaboration avec notamment les partenaires suivants : LHSV, Edinburgh Univ. (UK), Innosea, EDF R&D, FEM, NREL (US), SATIE, ADEME.

Chapitre 7

Encadrement, participation à l'enseignement, organisation de colloques ou écoles, à la diffusion des connaissances

7.1 Participation à l'enseignement

A l'Ecole Centrale de Nantes

Depuis 2010, j'interviens dans le cadre des enseignements optionnels dispensés dans la formation des élèves-ingénieurs de l'Ecole Centrale de Nantes. Le cours que j'ai monté et que je propose est constitué de 8h de cours magistraux et 12h de travaux pratiques sur ordinateur. Il est structuré de la manière suivantes :

PARTIE I : LE CONTEXTE ET LA TECHNOLOGIE

1. La ressource « énergie des vagues »
2. Eléments de marché
3. Les technologies de récupération de l'énergie des vagues
4. Performance énergétique, largeur de capture relative

PARTIE II : MODÉLISATION « WAVE-TO-WIRE » DES RÉCUPÉRATEURS DE L'ÉNERGIE DES VAGUES

1. Définition de la modélisation « Wave-to-Wire »
2. Modélisation des interactions vagues-structures
3. Le convertisseur (PTO), optimisation et pilotage
4. Description et modélisation de la houle incidente
5. Simulation temporelle, approximation par modèles d'état des efforts de radiation
6. Validation expérimentale, incertitudes

La partie I est traitée en cours magistral. La première partie de ce mémoire se voulait être la version écrite du discours que je tiens aux étudiants. En fait, elle va un peu plus loin et me poussera à mettre à jour mes supports de cours. La partie II est traitée au fur et à mesure de l'avancement des travaux pratiques avec les étudiants. Le TP consiste à évaluer par la modélisation numérique la performance énergétique d'un système houlomoteur. Les différents points de cette partie sont abordés au fur et à mesure de l'avancée des étudiants dans l'exercice.

Nom	Date	Lieu	Descriptif
Numerical modelling of wave energy converters	24 - 28 janv 2011	Nantes	- Ecole thématique organisée dans le cadre du projet Marie Curie Wavetrain2 sur la modélisation numérique des houlomoteurs - 25 participants
Numerical modelling of wave energy converters	21 - 24 nov 2011	Nantes	- Deuxième édition de l'école thématique ci-dessus en raison d'une forte demande. - 24 participants
1st AAU and ECN PhD course on "Numerical modelling and experimental modelling and control of wave energy converters	19 - 30 aout 2013	Aalborg Danemark	- Ecole thématique organisée en collaboration avec l'Université d'Aalborg au Danemark - Organisée sur 2 semaines avant la conférence EWTEC2013 - 25 participants
2nd AAU and ECN EWTEC PhD course on "Numerical modelling and experimental modelling and control of wave energy converters	24 aout - 4 sept 2015	Nantes	- Seconde édition de l'école thématique ci-dessus. - Organisée sur 2 semaines avant la conférence EWTEC2015 - Labellisée par l'organisation EWTEC - 36 participants

TABLE 7.1 – Tableau des écoles thématiques que j'ai organisé ou co-organisé

Organisation d'écoles thématiques

Le cours dispensé à l'Ecole Centrale de Nantes est également proposé dans le cadre d'écoles thématiques dont on trouvera la liste dans le tableau 7.1. Dans la formule actuelle, cette école thématique est organisée en collaboration avec l'Université d'Aalborg au Danemark. Notre offre, axé modélisation numérique, est en effet complémentaire de l'offre d'Aalborg, axé modélisation expérimentale. L'école thématique est labellisée par l'association organisatrice de l'European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC). Relativement unique au monde, elle connaît un succès croissant. L'édition de 2015 a attiré 36 participants de 16 nationalités différentes (dont USA, Canada, Australie, Chine et Corée du Sud). 13 personnes étaient inscrites en liste d'attente.

7.2 Encadrement de doctorants

Doctorants

1. B. Borgarino (2008-2011) Résolution accélérée du problème de tenue à la mer appliquée à l'étude paramétrique de fermes de récupérateurs de l'énergie des vagues
2. M. Philippe (2009-2012) Couplages aéro - hydrodynamique dans la tenue à la mer d'éoliennes offshore
3. M. Bhinder (2009-2013) Simulation numérique en hydrodynamique de récupérateurs de l'énergie des vagues
4. R. Genest (2011-2014) Développement et validation expérimentale de stratégies de contrôle de récupérateurs de l'énergie des vagues
5. L. Letournel (2012-2015) Développement d'un outil de simulation numérique basé sur l'approche weak-scatterer pour l'étude des systèmes houlomoteurs
6. C. Chauvigné (2013-...) Modélisation de systèmes houlomoteurs animés de grands mouvements et perçant la surface libre
7. B. Gendron (2013-...) Modélisation et optimisation hydrodynamique d'un récupérateur de l'énergie des vagues déformable
8. H. Clémot (2014-...) Développement d'un émulateur réseau pour les essais en mer de systèmes houlomoteurs

9. F. Fabregas (2014-...) Optimisation of offshore renewable energy farms
10. P.-Y. Wuillaume (2014-...) Modélisation des opérations d'installation pour les fermes d'éoliennes offshore

Stagiaires

1. I. Katherine-Bjerke (2008) Phase control through load control for the SEAREV WEC
2. P. Laporte-Weywada (2009) Modelling of wave energy converter in wave propagation code
3. Y. Poirier (2010) Development of a seakeeping code based on the weak-scatterer hypothesis
4. M. Bahuaud (2014) Alternative approach to public support for floating offshore wind energy
5. E. Dupin (2014) Methodology for taking into account viscous effects in the numerical modelling of WECs with large amplitude motion
6. B. Gelly (2015) Numerical modelling of a submerged OWSC with large amplitude motion

7.3 Actions de diffusion de la culture scientifique et technique

Chapitres d'ouvrage et articles de vulgarisation

1. A. BABARIT (2012) *Hydraulique : les énergies marines*, Chapitre dans « L'Energie à découvert » (Ed. R. Mosseri, C. Jeandel), CNRS Editions
2. H. MOUSLIM, A. BABARIT (2008) *SEAREV : Système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie des Vagues*, Techniques de l'ingénieur, IN96-1, août 2008
3. A. BABARIT (2009) *Le système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie des Vagues*, Images de la Physique 2008, ISSN 0994-723X, pp. 55-60
4. A. BABARIT, H. MOUSLIM (2013) *Récupération de l'énergie des vagues*, Techniques de l'ingénieur, BE8570, janvier 2013.

Conférences pédagogiques

- La recherche sur les Energies Marines Renouvelables à l'Ecole Centrale de Nantes. Club Business EDF, Ecole Centrale de Nantes, 6 avril 2010.
- La recherche sur les Energies Marines Renouvelables à l'Ecole Centrale de Nantes. Colloque Sciences et Politiques de la mer, La Baule, 18 mai 2010.
- La recherche sur les Energies Marines Renouvelables à l'Ecole Centrale De Nantes. Intervention dans le cadre des ateliers scientifiques en classe de 5e au collège Jean Mounès. Pornic, mai 2010 et mai 2011.
- Récupération de l'Energie des Vagues : une introduction. Cycle de Conférences sur les Energies Décarbonées organisé par la Société de l'Electricité et de l'Electronique Midi-Pyrénées, Toulouse, France, 3 octobre 2011.
- La récupération de l'énergie des vagues. Escales en Génie Civil, Saint Nazaire, France, 16 mars 2012
- La R&D en Energies Marines à l'Ecole Centrale de Nantes. Visite de la Carène à l'Ecole Centrale De Nantes, Nantes, 7 octobre 2013

Organisation d'événements de diffusion de la culture scientifique

A l'occasion de la conférence scientifique internationale EWTEC2015 (www.ewtec.org/ewtec2015) sur les Énergies Marines Renouvelables, j'ai organisé avec l'aide de jeunes chercheurs et doctorants du LHEEA des une exposition pédagogique à destination du grand public, des lycéens et des étudiants du supérieur / post-bac.



FIGURE 7.1 – Photographie de l'exposition sur les Energies Marines Renouvelables organisée par le LHEEA à l'occasion de la conférence EWTEC2015. J'ai été le directeur scientifique et artistique de cette exposition.

L'exposition s'est déroulée du 6 au 9 septembre 2015 dans le grand hall de la cité des Congrès de Nantes. Elle était en accès libre et gratuit du dimanche au mercredi de 13h à 17h30. Des visites guidées ont été organisées du dimanche au mercredi.

L'exposition avait pour but d'initier le grand public aux différents types d'énergies marines renouvelables émergentes, de décrire les principes de fonctionnement ainsi que le degré de maturité des technologies mises en jeu, tout en soulignant les défis technologiques et scientifiques qui restent à relever. Ces sujets ont été illustrés sur huit espaces pédagogiques :

- Eolien flottant : récupérer l'énergie du vent en mer
- Hydrolien : récupérer l'énergie des courants
- Houlomoteur : récupérer l'énergie des vagues
- Hybridation : combiner les usages ou la récupération de plusieurs énergies sur une même plateforme
- Les enjeux du raccordement électrique des parcs énergies marines renouvelables
- Impacts économiques et environnementaux
- Outils de recherche expérimentaux et numériques
- Formations en Région Pays de la Loire en lien avec les énergies marines renouvelables

Sur plus de 300m² d'exposition, des supports visuels et des posters pédagogiques, des maquettes interactives et des vidéos ont permis de mettre en avant les éléments clés de chaque thématique. Les doctorants et les chercheurs du LHEEA ont animé des visites guidées d'une heure à une heure trente. Environ 1 000 visiteurs se sont déplacés pour venir voir cette exposition. Il est prévue qu'elle soit remontée en juillet 2016 pour l'événement BREST 2016.

Chapitre 8

Listes des publications

Articles en journaux	Chapitres d'ouvrage	Conférences internationales	Brevets
27	4	71	3

8.1 Publications associés au thème « SEAREV »

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. M. RUELLAN, B. ROZEL, H. BEN AHMED, B. MULTON, A. BABARIT, A. CLEMENT (2006) *Prédimensionnement d'un houlo-générateur pendulaire*, Revue de l'Electricité et de l'Electronique, REE, pp.87-97
2. C. JOSSET, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2007) *A Wave-to-Wire model of the SEAREV Wave Energy Converter*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M—Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol 221-2, pp. 81-93
3. M. RUELLAN, H. BEN AHMED, B. MULTON, C. JOSSET, A. BABARIT, A. CLEMENT (2010) *Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter*, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 25(3), pp. 760-767
4. J. CORDONNIER, F. GORINTIN, A DE CAGNY, A.H. CLEMENT, A. BABARIT (2015) *SEAREV : case study of the development of a wave energy converter*, Renewable Energy, Vol. 80, pp. 40-52

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT, A.H. CLEMENT, J.C. GILLOTEAUX (2005) *Optimisation and Time-domain Simulation of the SEAREV wave energy converter*, In Proc. of the OMAE Conference, Halkidiki (Grèce)
2. A. BABARIT, A.H. CLEMENT, J.C. GILLOTEAUX (2005) *SEAREV - A Second Generation Wave Energy Converter*, In Proc. of the 9th World Renewable Energy Congress (Aberdeen - Scotland)
3. A. BABARIT, A.H. CLEMET, G. DUCLOS, J.C. GILLOTEAUX (2005) *Anatomie et performances d'un système récupérateur d'énergie des vagues de seconde génération*, In Proc. 10èmes Journées de l'Hydrodynamique, Nantes, pp.263-276
4. M. RUELLAN, B. ROZEL, H. BEN AHMED, B. MULTON, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2005) *Initial sizing of a wave energy generator*, In Proc. 11th European Conference on Power Electronics Applications EPE2005. Dresde (Germany)
5. A.H. CLEMENT, A. BABARIT, J.C. GILLOTEAUX, C. JOSSET, G. DUCLOS (2005) *The SEAREV Wave Energy Converter*, In Proc. 6th European Wave & Tidal Energy Conference, Glasgow.
6. A. BABARIT, A.H. CLEMENT, J. RUER, C. TARTIVEL (2006) *SEAREV : a Fully Integrated Wave Energy Converter* In Proc. OWEMES Conference, Rome.
7. A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2006) *Shape optimization of the SEAREV Wave Energy Converter*, In Proc. 9th World Renewable Energy Congress, Florence.
8. M. RUELLAN, H. BEN AHMED, B. MULTON, A. BABARIT, A. CLEMENT (2006) *Design methodology of an electromagnetic generator for wave energy conversion*, Colloque ICEM 2006, Chania, Crête
9. J.C. GILLOTEAUX, A. BABARIT, A. CLEMENT (2006) *Influence of spectrum spreading on the SEAREV wave energy converter*, International Ocean Energy Conference, Bremerhaven J.C. GILLOTEAUX, G. DUCROZET, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2007) *Non-Linear model to simulate large amplitude motions : application to wave energy conversion*, In Proc. International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Plitvice, Croatie.
10. J.C. GILLOTEAUX, A. BABARIT, G. DUCROZET, A.H. CLEMENT (2007) *A non-linear potential model to predict large-amplitudes-motions : application to the SEAREV wave energy converter*, In Proc. of the OMAE Conference, San Diego (USA).

11. J.C. GILLOTEAUX, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2007) *Influence of wave spectrum spreading on the production of the SEAREV wave energy converter*, In Proc. of the ISOPE Conference, Lisbon.
12. M. DURAND, A. BABARIT, B. PETTINOTTI, O. QUILLARD, J.L. TOULARASTEL, A.H. CLEMENT (2007) *Experimental validation of the performances of the SEAREV Wave Energy Converter with real time latching control*, In Proc. of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference, Porto (Portugal).
13. J. TISSANDIER, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2008) *Study of the smoothing effect on the power production in an array of SEAREV wave energy converters*, In Proc. of the International Society for Offshore and Polar Engineering, ISOPE 2008, Vancouver (Canada).
14. J. TISSANDIER, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2008) *Etude des effets de lissage de la production d'énergie dans une ferme de récupérateurs de l'énergie des vagues*, In Proc. of the Colloque Francophone en Energie, Environnement, Economie et Thermodynamique, COFRET, Nantes (France)
15. A. BABARIT, H. MOUSLIM, M. GUGLIELMI, A.H. CLEMENT (2008) *Simulation of the SEAREV wave energy converter with a by-pass control of its hydraulic Power Take Off*, in Proc. World Renewable Energy Congress, Glasgow (Ecosse).
16. A. BABARIT, J. TISSANDIER, H. MOUSLIM, A.H. CLEMENT (2008) *Smoothing of the instantaneous power production by grouping effect in an array of SEAREV wave energy converters*, In Proc. of the International Conference on Ocean Energy (ICOE2008), Brest (France)

Brevets

1. Brevet international WO/2006/040341 *Apparatus for converting wave energy into electricity* (co-inventeurs : A.H. Clément, A. Babarit, G. Duclos, déposant : CNRS/ECN)
2. Brevet international WO/2009/081042 *Device for converting the energy of waves into recoverable energy* (co-inventeurs : L. Dervaux, S. Lebrun, B. Mourlhou, A.H. Clément, A. Babarit, déposant : Leroux et Lotz Technologies)

8.2 Publications associés au thème « Modélisation de la réponse dynamique des systèmes houlomoteurs en grands mouvements »

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. M.A. BHINDER, A. BABARIT, P. FERRANT, L. GENTAZ (2015) *Potential time domain viscous model and CFD analysis of a generic surging wave energy converter*, International Journal of Marine Energy, Vol. 10, pp. 70-96.

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT, P. LAPORTE-WEYWADA, H. MOUSLIM, A.H. CLEMENT (2009) *On the numerical modelling of the non linear behaviour of a wave energy converter*; In Proc. Of the Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference (OMAE2009), Hawaii (USA).
2. M. BHINDER, A. BABARIT, L. GENTAZ, P. FERRANT (2011) *Assessment of the Viscous Damping via 3D-CFD Modelling of a Floating Wave Energy Device*, In Proc. Of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference, Southampton (UK)
3. O. THILLEUL, V. BAUDRY, P-M. GUILCHER, E. JACQUIN, A. BABARIT, P. LOCURATOLO, A. LARIVAIN (2011) *Assessment of sizing parameters of a wave energy converters through the complementary use of a linear potential code, a RANS and a SPH solver*, In Proc. Of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011), Southampton (UK)
4. LETOURNEL, P. FERRANT, A. BABARIT, G. DUCROZET (2012) *Développement d'un outil de simulation numérique basé sur l'approche Weak-Scatterer pour l'étude des systèmes houlomoteurs en grands mouvements*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France
5. M.J. BHINDER, A. BABARIT, L. GENTAZ, P. FERRANT (2012) *Effect of viscous forces on the performance of a surging wave energy converter*, In Proc. of the 22nd International Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE2012), Rhodes (Greece)
6. O. THILLEUL, A. BABARIT (2013) *Methodology to obtain damping coefficients from CFD for the use of wave energy converters modelling and ship seakeeping*, In Proc. Of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Nante, (France).

7. L. LETOURNEL, J. HARRIS, E. DOMBRE, A. BABARIT, P. FERRANT, G. DUCROZET, M. BENOIT (2014) *Comparison of fully non linear and weakly nonlinear potential flow solvers for the study of wave energy converters undergoing large amplitude of motions*, In Proc. of the 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering ; San Francisco (USA).
8. C. CHAUVIGNE, L. LETOURNEL, A. BABARIT, G. DUCROZET, P. FERRANT, J.C. GILLOTEAUX, P. BOZONNET (2014) *Développement d'un outil de simulation base sur l'approche Weak-Scatterer pour l'étude des systèmes houlomoteurs en grands mouvements*, In Proc. Of the 14th Journées de l'Hydrodynamique, Val de Rueil, France.
9. C. CHAUVIGNE, L. LETOURNEL, A. BABARIT, G. DUCROZET, P. BOZONNET, J.C. GILLOTEAUX, P. FERRANT (2015) *Progresses in the developement of a weakly-nonlinear wave body interaction model based on the weak-scatterer approximation*, In Proc. of the 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering ; St John's (Canada)

8.3 Publications associés au thème « Interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs »

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. A. BABARIT (2010) *Impact of long separating distances on the energy production of two interacting wave energy converters*, Ocean Engineering, Vol. 37, pp. 718-729.
2. A. BABARIT, B. BORGARINO, P. FERRANT, A.H. CLEMENT (2010) *Assessment of the influence of the distance between two wave energy converters on the energy production*, IET Renewable Power Generation, Vol. 4, n 6, pp. 592-601. Special issue EWTEC 2009.
3. B. BORGARINO, A. BABARIT, P. FERRANT (2011) *Extension of Free-Surface Green's Function Multipole Expansion for Infinite Water Depth Case*, International Journal of Offshore and Polar Engineering, Vol. 21, No. 3, pp. 161-168.
4. B. BORGARINO, A. BABARIT, P. FERRANT (2012) *An implementation of the Fast Multipole Algorithm for wave interaction problems on sparse arrays of floating bodies*, Journal of Engineering Mathematics.
5. B. BORGARINO, A. BABARIT, P. FERRANT (2012) *Impact of wave interactions effects on energy absorption in large arrays of Wave Energy Converters*, Ocean Engineering, Vol. 41, pp. 79-88.
6. A. BABARIT (2013) *On the park effect in arrays of oscillating wave energy converters*, Renewable Energy, Vol. 58, pp. 68-78
7. V. STRATIGAKI, P. TROCH, T. STALLARD, D. FOREHAND, J.P. KOFOED, M. FOLLEY, M. BENOIT, A. BABARIT, J. KIRKEGAARD (2014) *Wave basin experiments with large wave energy converter arrays to study interactions between the converters and effects on other users in the sea and the coastal area*, Energies, Vol. 7(2), pp. 701-734
8. J. SINGH, A. BABARIT (2014) *A fast approach coupling Boundary Element Method and plane wave approximation for wave interaction analysis in sparse arrays of wave energy converters*, Ocean engineering, Vol . 85, pp. 12-2

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT, B. BORGARINO, P. FERRANT, A.H. CLEMENT (2009) *Assessment of the influence of the distance between two wave energy converters on the energy production*, In Proc of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference, Uppsala (Sweden).
2. B. BORGARINO, A. BABARIT, P. FERRANT (2010) *Extension of the free-surface Green's function multipôle expansion for the infinite water depth case*, In Proc. of the 20th International Symposium on Offshore and Polar Engineering, Beijing (China).
3. B. BORGARINO, A. BABARIT, P. FERRANT (2011) *Impact of the separating distance between interacting wave energy converters on the overall energy extraction of a dense array*, In Proc. Of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference, Southampton (UK)
4. M. FOLLEY, A. BABARIT, B. CHILD, D. FOREHAND, L. O'BOYLE, K. SILVERTHORNE, J. SPINNEKEN, V. STRATIGAKI, P. TROCH (2012) *A review of numerical modelling of wave energy converter arrays*, In proc. Of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Rio de Janeiro (Brazil).
5. A. BABARIT (2012) *Revue de l'effet des interactions de vagues dans les parcs houlomoteurs*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France
6. V. STRATIGAKI, P. TROCH, T. STALLARD, D. FOREHAND, M. FOLLEY, M. VANTORRE, J.P. KOFOED, A. BABARIT, M. BENOIT (2012) *Development of a point absorber wave energy converter for investigation of array wake effects in large scale experiments*, In Proc. Of the International Coastlab12 Conference, Ghent (Belgium).

7. J. SINGH, A. BABARIT (2013) *Hydrodynamic interactions in multiple body array : a simple and fast approach coupling boundary element method and plane wave approximation*, In Proc. Of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Nantes, (France).
8. A. BABARIT, M. FOLLEY, C. PEYRARD, M. BENOIT (2013) *On the modelling of WECs in wave models using far field coefficients*, In Proc. Of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference, Aalborg (Danemark).
9. P. TROCH, V. STRATIGAKI, T. STALLARD, D. FOREHAND, M. FOLLEY, J.P. KOFOED, M. BENOIT, A. BABARIT, D. GALLACH SANCHEZ, L. DE BOSSCHER, P. RAUWOENS, B. ELSASSER, P. LAMONT-KANE, P. McCALLUM, C. McNATT, E. ANGELLELI, A. PECHER, E. CARPENTERO MORENO, S. BELLEW, E. DOMBRE, F. CHARRAYRE, M. VANTORRE, K. KIRKEGAARD, S. CARSTENSEN (2013) *Physical modelling of an array of 25 heaving wave energy converters to quantify variation of response and wave conditions*, In Proc. Of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference, Aalborg (Danemark).
10. F. CHARRAYRE, C. PEYRARD, M. BENOIT, A. BABARIT (2014) *A coupled numerical model for wave body interactions at the scale of a farm of wave energy converters*, In Proc. of the 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering ; San Francisco (USA).
11. V. STRATIGAKI, P. TROCH, T. STALLARD, D. FOREHAND, J.P. KOFOED, M. FOLLEY, A. BABARIT, M. BENOIT (2014) *Modelling of wave attenuation induced by multi-purpose floating structures*, In Proc. of ICCE conference 2014, Seoul, Korea.
12. F. CHARRAYRE, M. BENOIT, C. PEYRARD, A. BABARIT (2014) *Modélisation des interactions dans une ferme de systèmes houlomoteurs avec prise en compte de la bathymétrie*, In Proc. Of the 14th Journées de l'Hydrodynamique, Val de Rueil, France.

8.4 Publications associés au thème « Contrôle des systèmes houlomoteurs »

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. A. BABARIT, G. DUCLOS, A.H. CLEMENT (2004) *Comparison of latching control strategies for a heaving wave energy device in random sea*, Applied Ocean Research Vol. 26(5), pp. 227-238
2. G.DUCLOS, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2006) *Optimizing the Power Take Off of a Wave Energy Converter with regard to the wave climate*, ASME Journal of Offshore Mechanics & Arctic Engineering, Vol 128-1, pp 56-64.
3. A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2006) *Optimal Latching Control of a Wave Energy Device in Regular and Irregular Waves*, Applied Ocean Research Vol. 28, pp. 77-91.
4. A. BABARIT, M. GUGLIELMI, A.H. CLEMENT (2009) *Declutching control of a wave energy converter*, Ocean Engineering Vol. 36, Issues 12-13, pp 1015-1024.
5. A. CLEMENT, A. BABARIT (2012) *Discrete control of resonant wave energy devices*, Phil. Trans. A of the Royal Society, Vol. 370, pp. 288-314.
6. R. GENEST, F. BONNEFOY, A.H. CLEMENT, A. BABARIT (2014) *Effect of non ideal power take off on the energy absorption of a reactively controlled one degree of freedom wave energy converter*, Applied Ocean Research, Vol. 48, pp. 236-243

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT G.DUCLOS et A.H. CLEMENT (2003) *Contrôle discret par latching d'un système houlomoteur à un degré de liberté*, In Proc. of the 9èmes Journées de l'Hydrodynamique, Poitiers Mars 2003, pp.251-264.
2. A. BABARIT, G.DUCLOS et A.H. CLEMENT (2003) *Benefit of latching control for heaving wave energy device in random sea*, In Proc. of the 13th Int Offshore and Polar Engineering Conference (ISOPE2003), Honolulu, Vol.1, pp.341-348, ISBN 1-880653-60-5.
3. A. BABARIT, G.DUCLOS and A.H. CLEMENT (2003) *Comparison of latching control strategies for a heaving wave energy device in random sea*, In Proc. of the 5th European Wave Energy Conference (EWTEC2005), Cork.
4. A. BABARIT, G.DUCLOS and A.H. CLEMENT (2004) *Power take off damping optimisation with regard to wave climate*, In Proc. of the OMAE Conference, Vancouver, papier 51256.
5. A. BABARIT, G. DUCLOS, A.H. CLEMENT and J.C. GILLOTEAUX (2005) *Latching control of a power take off oscillator carried by a wave activated body*, In Proc. of the 20th International Workshop on Water Waves & Floating Bodies.

6. A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2005) *Optimal Latching Control of a Wave Energy Device*, In Proc. 6th European Wave & Tidal Energy Conference, Glasgow.
7. A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2009) *Application of the optimal command method to the control of the SEAREV wave energy converter : a study on the influence of time constants on the efficiency of the latching control*. In Proc. of the European Control Conference, Budapest (Hungary).
8. R. GENEST, F. BONNEFOY, A.H. CLEMENT, A. BABARIT (2012) *Influence du rendement sur l'absorption d'énergie d'un houlomoteur à un degré de liberté sous contrôle réactif*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France.

Brevets

1. Brevet EP2009056775 *Contrôle par Débrayage/embrayage/blocage* (co-inventeurs A.H. Clément, A. Babarrit, M. Guglielmi, déposant : CNRS/ECN)

8.5 Publications associés au thème « Etude des performances énergétiques et technico-économiques des systèmes houlomoteurs »

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. A. BABARIT, J. HALS, M.J. MULIAWAN, A. KURNIAWAN, T. MOAN, J. KROKSTAD (2012) *Numerical benchmarking study of a selection of Wave Energy Converters*, Renewable Energy, Vol. 41, pp. 44-63 (with Corrigendum in Renewable Energy, 2015 Vol. 74, pp. 955-957)
2. M. J. MULIAWAN, Z. GAO, T. MOAN, A. BABARIT (2013) *Analysis of a two-body floating wave energy converter with particular focus on the effects of power take-off and moorings systems on energy capture*, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Vol. 135
3. A. BABARIT *A database of capture width ratio of wave energy converters*, Renewable Energy, Vol. 80, pp. 610-628

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT, J. HALS, A. KURNIAWAN, T. MOAN, J. KROKSTAD (2011) *Power absorption measures and comparisons of selected wave energy converters*, In proc. Of the 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam (The Netherlands)
2. A. BABARIT, P. FERRANT (2011) *Investigation on the radiation and diffraction forces of a bulging tube*, In Proc. Of the 26th International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Athens (Greece).
3. M. MULIAWAN, Z. GHAO, T. MOAN, A. BABARIT (2011) *Analysis of a two-body floating wave energy converter with particular focus on the effect of mooring system on energy capture*, In proc. Of the 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (OMAE2011), Rotterdam (The Netherlands)
4. A. BABARIT, J. HALS (2011) *On the maximum and actual capture width ratio of wave energy converters*, In Proc. Of the 9th European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC2011), Southampton (UK)
5. A. BABARIT, B. GENDRON, J. SINGH, C. MELIS, P. JEAN (2012) *Modélisation numérique et expérimentale d'un système houlomoteur électro-actif déformable*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France.
6. T. SOULARD, A. BABARIT, B. BORGARINO (2012) *Estimation de la production d'une plateforme flottante hybride pour la recuperation de l'énergie des vagues et du vent*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France.
7. V. BAUDRY, H. MOUSLIM, A. BABARIT (2012) *Estimation numérique de la matrice de production d'énergie du système houlomoteur Pelamis PII*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France
8. A. BABARIT, B. GENDRON, J. SINGH, C. MELIS, P. JEAN (2013) *Hydro-elastic modelling of an electro-active wave energy converter*, In Proc. Of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Nantes (France).
9. T. SOULARD, A. BABARIT, B. BORGARINO, M. WYNS, M. HARISMENDY (2013) *C-Hyp : a combined wave and wind energy platform with balanced contributions*, In Proc. Of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Nantes (France).
10. T. SOULARD, A. BABARIT, B. BORGARINO (2013) *Preliminary assessment of a semi-submersible floating wind turbine combined with pitching wave energy converters*, In Proc. Of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference, Aalborg (Danemark).

11. V. BAUDRY, A. BABARIT, A. CLEMENT (2013) *An overview of analytical, numerical and experimental methods for modelling oscillating water columns*, In Proc. Of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference, Aalborg (Danemark).
12. V. BAUDRY, S. MARRONE, A. BABARIT, D. LE TOUZE, A.H. CLEMENT (2015) *Power matrix assessment and extreme loads estimation on a flap type wave energy converter in front of a dike*, In Proc. Of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, Nantes, (France).
13. M. MORY, J. DUGOR, V. BAUDRY, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2015) *A comparative study of the wave energy collected at Saint Jean de Luz (France) by an overtopping converter and a flap activated converter*, In Proc. Of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, Nantes, (France).

8.6 Autres thèmes

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. A. BABARIT, A. BEN AHMED, A.H. CLEMENT, V. DEBUSSCHERE, G. DUCLOS, B. MULTON, G. ROBIN (2006) *Simulation of electricity supply of an Atlantic island by offshore wind turbines and wave energy converters associated with a medium scale local energy storage*, Renewable Energy Vol. 31, pp.153-160
2. C. MONROY, G. DUCROZET, F. BONNEFOY, A. BABARIT, L. GENTAZ, P. FERRANT (2010) *RANS Simulations of a Calm Buoy in Regular and Irregular Seas using the SWENSE Method*. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, Vol. 21, No. 4, pp. 264-271.
3. M. PHILIPPE, A. BABARIT, P. FERRANT (2013) *Modes of response of an offshore wind turbine with directional wind and waves*, Renewable Energy, Vol. 49, pp. 151-155.
4. M. PHILIPPE, A. BABARIT, P. FERRANT (2014) *Aero-hydro-elastic simulation of a semi-submersible floating wind turbine*, *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Vol.
5. A. H. DAY, A. BABARIT, A. FONTAINE, Y-P. HE, M. KRAKOWSKI, M. MURAI, I. PENESIS, F. SALVATORE, H-K. SHIN, *Hydrodynamic modelling of marine renewable energy devices : a state of the art review*, *Ocean Engineering*, Vol. 108 136(2), pp. 021905-021905-8.

Conférences nationales et internationales à comité de lecture

1. A. BABARIT, H. BEN AHMED, A.H. CLEMENT, V. DEBUSSCHERE, G. DUCLOS, B. MULTON, G. ROBIN (2004) *Simulation of electricity supply of an Atlantic island by offshore wind turbines and wave energy converters associated with a medium scale local energy storage*, In Proc. of the 8th World Renewable Energy Congress (Denver).
2. M.A. KERBIRIOU, M. PREVOSTO, C. MAISONDIEU, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2007) *Influence of an improved Sea-State Description on the Wave Energy Ressource Assessment*, In Proc. of the Offshore Mechanics and Arctic Engineering Conference, San diego, USA..
3. C. MONROY, G. DUCROZET, F. BONNEFOY, A. BABARIT, L. GENTAZ, P. FERRANT (2010) *RANS Simulations of a Calm Buoy in Regular and Irregular Seas using the SWENSE Method*. In Proc. of the 20th International Symposium on Offshore and Polar Engineering, Beijing (China).
4. J-M ROUSSET, H. MOUSLIM, G. LE BIHAN, A. BABARIT (2010) *Le projet SEM-REV : un site d'expérimentation en mer pour la recherché et l'industrie*, In Proc. of the XI Journées Génie Civil Génie Côtier, Les Sables d'Olonne, France.
5. M. PHILIPPE, A. BABARIT, P. FERRANT (2011) *Comparison of time and frequency domain simulations of an offshore floating wind turbine*, In Proc. Of the 30th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Rotterdam (The Netherlands)
6. T. SOULARD, A. BABARIT (2012) *Numerical assessment of the mean power production of a combined wind and wave energy platform*, In Proc. Of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Rio de Janeiro (Brazil).
7. M. PHILIPPE, A. BABARIT, P. FERRANT (2012) *Aero-hydro-elastic simulation of a semi-submersible floating wind turbine*, In proc. Of the 31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Rio de Janeiro (Brazil).
8. A.H. CLEMENT, M. LE BAIL, A. BABARIT (2012) *Contrôle lent d'un houlomoteur à pendule embarqué par ballastage/déballastage*, In Proc. Of the 13e Journées de l'Hydrodynamique, Chatou, France.
9. M. PHILIPPE, A. COURBOIS, A. BABARIT, F. BONNEFOY, J.M. ROUSSET, P. FERRANT (2013) *Comparison of simulation and tank test results of a semi-submersible floating wind turbine under wind and wave loads*, In Proc. Of the 32nd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering, Nantes (France).

10. J.B. SAULNIER, T. SOULARD, Y. PERIGNON, I. LE CROM, A. BABARIT (2013) *About the use of 3rd generation wave prediction models for estimating the performance of wave energy converters in coastal regions*, In Proc. Of the 10th European Wave and Tidal Energy Conference, Aalborg, (France).
11. A. COMBOURIEU, M. PHILIPPE, F. RONGERE, A. BABARIT (2014) *Inwave : a new flexible design tool dedicated to wave energy converters*, In Proc. of the 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering ; San Francisco (USA).
12. V. LEROY, A. COMBOURIEU, M. PHILIPPE, A. BABARIT, F. RONGERE (2014) *Benchmarking of the new design tool InWave on a selection of wave energy converters from NumWEC project*, In Proc. Of the Asian Wave and Tidal Energy Conference 2014.
13. A. COMBOURIEU, M. PHILIPPE, F. RONGERE, A. BABARIT, A. LARIVAIN (2014) *Experimental validation of InWave, a numerical design tool for wave energy converters*, In Proc. of the International Conference on Ocean Energy (ICOE), Halifax, Canada
14. A. BABARIT, G. DELHOMMEAU (2015) *Theoretical and numerical aspects of the open source BEM solver NEMOH*, In Proc. Of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, Nantes, (France).
15. M. PHILIPPE, A. COMBOURIEU, C. PEYRARD, F. ROBAUX, G. DELHOMMEAU, A. BABARIT (2015) *Introducing second order low frequency loads in the open-source boundary element method code Nemoh*, In Proc. Of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, Nantes, (France).
16. A. COMBOURIEU, M. LAWSON, A. BABARIT, K. RUEHL, A. ROY, R. COSTELLO, P. LAPORTE WEYWADA, H. BAILEY (2015) *WEC3 : wave energy converters modelling code comparison project*, In Proc. Of the 11th European Wave and Tidal Energy Conference, Nantes, (France).

Journaux nationaux et internationaux à comité de lecture

1. A. BABARIT, H. MOUSLIM, J.M. ROUSSET (2011) *Notions d'hydrodynamique et de Genie Oceanique*. Chaptitre 3 de Energies Marines Renouvelables : aspects généraux, éolien, marémoteur et hydrolien (Ed. B. Multon), Hermès/Lavoisier Eds, Collection Traité EGEM.
2. J. AUBRY, H. BEN AHMED, B. MULTON, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2012) *Houlogénérateurs*. Chapitre 2 de Energie thermique, houlogénération et technologies de conversion et de transport des energies marines renouvelables (Ed. B. Multon), Hermès/Lavoisier Eds, Collection Traité EGEM.
3. A. BABARIT, H. MOUSLIM, J.M. ROUSSET (2011) *Some Concepts of Hydrodynamics and Ocean Engineering*, Chapter 3 in Marine Renewable Energy Handbook (Ed. B. Multon), Wiley.
4. J. AUBRY, H. BEN AHMED, B. MULTON, A. BABARIT, A.H. CLEMENT (2011) *Wave Energy Converters*. Chapter 11 in Marine Renewable Energy Handbook (Ed. B. Multon), Wiley.

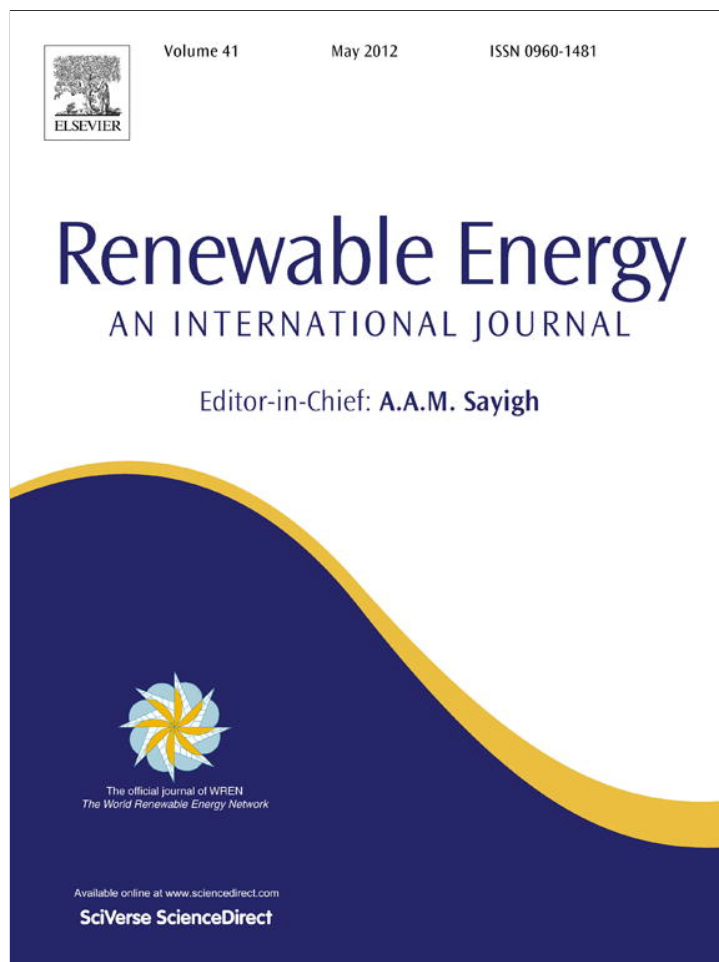
Chapitre 9

Publications choisies

Pour cet exercice, on s'est borné à sélectionner nos 5 publications les plus citées d'après la base Web Of Science.

1. **A. Babarit, J. Hals, M.J. Muliawan, A. Kurniawan, T. Moan, J. Krokstad** (2012) *Numerical benchmarking study of a selection of Wave Energy Converters*, Renewable Energy, Vol. 41, pp. 44-63 (with Corrigendum in Renewable Energy, 2015 Vol. 74, pp. 955-957)
2. **A. Babarit, A.H. Clément** (2006) *Optimal Latching Control of a Wave Energy Device in Regular and Irregular Waves*, Applied Ocean Research Vol. 28, pp. 77-91
3. **A. Babarit, M. Guglielmi, A.H. Clément** (2009) *Declutching control of a wave energy converter*, Ocean Engineering Vol. 36(12-13), pp 1015-1024
4. **M. Ruellan, H. Ben Ahmed, B. Multon, C. Josset, A. Babarit, A. Clément** (2010) *Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter*, IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 25(3), pp. 760-767
5. **A. Babarit** (2010) *Impact of long separating distances on the energy production of two interacting wave energy converters*, Ocean Engineering, Vol. 37, pp. 718-729

Provided for non-commercial research and education use.
Not for reproduction, distribution or commercial use.



This article appeared in a journal published by Elsevier. The attached copy is furnished to the author for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited.

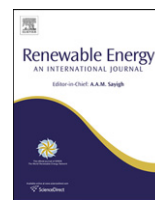
In most cases authors are permitted to post their version of the article (e.g. in Word or Tex form) to their personal website or institutional repository. Authors requiring further information regarding Elsevier's archiving and manuscript policies are encouraged to visit:

<http://www.elsevier.com/copyright>



Contents lists available at SciVerse ScienceDirect

Renewable Energy

journal homepage: www.elsevier.com/locate/renene

Numerical benchmarking study of a selection of wave energy converters

A. Babarit^{a,*}, J. Hals^b, M.J. Muliawan^b, A. Kurniawan^b, T. Moan^b, J. Krokstad^c^a Laboratoire de Mécanique des Fluides, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noe, 44300 Nantes Cedex 3, France^b Centre for Ships and Ocean Structures, Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet, Otto Nielsens v. 10, 7491 Trondheim, Norway^c Statkraft, PO Box 200, Lilleaker, 0216 Oslo, Norway

ARTICLE INFO

Article history:

Received 4 July 2011

Accepted 2 October 2011

Available online 26 October 2011

Keywords:

Wave energy converter

Power matrix

Mean annual power

Comparison

ABSTRACT

The aim of this study is to estimate the mean annual power absorption of a selection of eight Wave Energy Converters (WECs) with different working principles. Based on these estimates a set of power performance measures that can be related to costs are derived. These are the absorbed energy per characteristic mass [kWh/kg], per characteristic surface area [MWh/m²], and per root mean square of Power Take Off (PTO) force [kWh/N].

The methodology relies on numerical modelling. For each device, a numerical Wave-to-Wire (W2W) model is built based on the equations of motion. Physical effects are modelled according to the state-of-the-art within hydrodynamic modelling practise. Then, the W2W models are used to calculate the power matrices of each device and the mean annual power absorption at five different representative wave sites along the European Coast, at which the mean level of wave power resource ranges between 15 and 88 kW per metre of wave front. Uncertainties are discussed and estimated for each device.

Computed power matrices and results for the mean annual power absorption are assembled in a summary sheet per device. Comparisons of the selected devices show that, despite very different working principles and dimensions, power performance measures vary much less than the mean annual power absorption. With the chosen units, these measures are all shown to be of the order of 1.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

1. Introduction

In the last decade many projects for the development of wave energy converters (WECs) have emerged in places all around the world, especially in Europe. A review of technologies and working principles may be found in [1].

For devices that have been publicly announced, the available information is usually limited to sketches, pictures and animations, and in some cases, also dimensions and system layout. Only a few quantitative figures on the estimated or measured energy conversion are presently known. As a consequence wave energy sector is often seen as a confused and risky business from the investors and policy makers point of view. By providing estimates of annual energy absorption in realistic conditions for some of the most studied structures proposed for wave energy conversion, the first aim of this paper is to contribute to clarifying what can

reasonably be expected as the mean output of wave energy converters.

The second aim is to compare the selected technologies with reference to a set of quantitative measures that can be related with costs. To our knowledge, there is only a few published studies of this kind. One must notice the Danish Wave Energy Research program [2] which resulted in estimates of energy absorption and cost estimates for 15 different WECs. They were obtained through tank test experiments. It was shown that for all the considered devices, the capture width ratio¹ varied between 4 and 30%. Estimates for the cost of energy for prototypes indicate to be at best about 1 €/kWh. In [3], energy delivery and costs of 8 devices were assessed for potential deployment in a pilot plant in the US regarding energy production and costs. The methodology was based on information given by the developers. The study concluded that only the Pelamis was acceptable for selection at that time.

The present work is distinguished from these two previous studies by using numerical rather than experimental methods and by considering different WECs and performance measures. The

* Corresponding author.

E-mail addresses: aurelien.babarit@ec-nantes.fr (A. Babarit), jorgen.hals@ntnu.no (J. Hals), made.muliawan@ntnu.no (M.J. Muliawan), adi.kurniawan@ntnu.no (A. Kurniawan), torgeir.moan@ntnu.no (T. Moan), jorgen.krokstad@statkraft.com (J. Krokstad).

¹ Ratio of absorbed wave power to the wave power flux times the typical width of the device.

selected WECs are mainly based on the oscillating bodies working principle, with the exception of one floating Oscillating Water Column (OWC). The selected performance measures are:

- Annual absorbed energy.
- Annual absorbed energy per characteristic mass.
- Annual absorbed energy per characteristic surface area.
- Annual absorbed energy per unit of characteristic PTO force

The annual absorbed energy represents the income side of a wave energy project. It may be estimated once the external dimensions, working principle, machinery function and local wave resource are known. However, it is not a sufficient measure by itself because it is actually the average economic cost per kilowatt-hour over the device life span that is important, as this dictates whether a project may be realised or not. This requires cost estimation, which is a much more complex task since the costs of design, fabrication, installation, operation, maintenance, and eventually decommissioning have to be taken into account. As long as the technical solutions are uncertain or unknown on a detailed level, cost estimates are inevitably hampered by large uncertainties. That is why there has not been any attempt to derive them in this study. Instead, we chose to use performance measures that we believe are good cost indicators.

It may be tempting to say that the absorber structure fabrication cost will depend on its displaced mass as it seems to be the case in shipbuilding [4]. However, this performance measure is not fair when most of the mass is water or concrete ballasts like it is the case for some WECs. To account this fact, one could also consider the wetted surface area of the WEC as an indicator of the costs of the hull.

In this study the characteristic mass has been taken to include the mass of foundations for devices that find their force-reference in the sea bottom. For self-referencing floating systems, the mooring layout has not been included in the analysis but the characteristic mass is set equal to (1.15 ± 0.1) times the displaced mass in order to roughly account for the mooring system, although this may be very uncertain. For the characteristic wetted surface area, foundations are included in the same way, but no additional surface area has been attributed to mooring systems.

It is expected that the PTO system will be a significant source of cost as well. It is well known that for the same amount of output power, the higher the velocity the cheaper the PTO system. Conversely, the higher the PTO forces, the more expensive the PTO system will be. Therefore, the amount of absorbed energy per unit of characteristic PTO force is expected to be a relevant measure for the cost of the PTO system. In this study the characteristic PTO force was chosen as the root mean square value over a year.

This paper is organised in three parts. The first part describes the case studies; both selected WECs and selected sites. In the second part, the modelling approach is explained. The results in terms of power matrices, energy absorption and cost-related performance measures are given and discussed in the last part.

2. Case studies

2.1. Devices

Eight devices with different working principles and/or dimensions were considered in the case studies. A short description is provided in the following. Details on dimensions and parameters which were used can be found in [5].

The geometry and configuration of each of the eight devices were inspired by the design of well-known wave energy converters currently under development by different technology companies. It

should however be noted that there may be significant and important differences both in geometry and configuration between the devices studied here and their inspirators, thus also the performance may differ.

2.1.1. Small bottom-referenced heaving buoy (Bref-HB)

This wave energy converter is inspired by the Seabased WEC which is currently in development in Sweden. Fig. 1 shows its different components.

The device consists of an axi-symmetric buoy with ellipsoidal cross section floating on the ocean surface. Through a wire it is connected to a machinery unit standing at the sea bottom. The machinery consists of a linear generator placed inside a steel hull mounted on a concrete ballast structure. Under wave action, the buoy moves in surge and heave, resulting in a wire pull that drives the generator.

A simplified sketch of the system and its main dimensions and parameters are shown in the device summary sheet, Fig. 12. Note that, for this device, the anchoring system is an essential component as it provides the reaction point. Therefore, it was included in the characteristic surface area and characteristic mass measures for the system. The characteristic surface area was estimated to be about 42 m^2 and the characteristic mass to be about 31 tonnes.

2.1.2. Bottom-referenced submerged heave-buoy (Bref-SHB)

This wave energy converter is inspired by the Ceto WEC which is currently being developed in Australia and France. A picture showing the buoy is found in Fig. 2.

The working principle of this device is close to the previous one. The main differences are that the buoy has a diameter twice as large, that it is fully submerged and that the PTO system is hydraulic. Still the PTO is placed on the sea bottom and connected to the buoy through a tether.

Fig. 13 shows simplified sketch of the system, as well as a table giving the main dimensions and parameters. As for the previous device, the anchoring system was included in the characteristic surface area and characteristic mass measures for the system. The characteristic surface area was estimated to be about 220 m^2 and the characteristic mass to be about 200 tonnes.

2.1.3. Floating two-body heaving converter (F-2HB)

This system is inspired by the Wavebob WEC which is currently under development in Ireland. Fig. 3 shows a picture of the 1/4th scale model of the Wavebob, which was tested at sea in the Galway bay in Ireland.

It is an axi-symmetric, self-reacting point absorber, operating in the heave mode. It is composed of a torus sliding along a vertical float. The hydraulic PTO system is driven by the relative motion between the two bodies. A simplified sketch is shown in Fig. 14.



Fig. 1. Components of the Seabased WEC.



Fig. 2. Picture of the unveiling of the Ceto buoy.

Contrary to the first two systems, this system does not need to react against the seabed, so it can be installed in deep water. The role of the mooring system is to counteract drift and current forces. Therefore, the weight of moorings and anchors is expected to be small, so it was not taken into account in surface area and mass estimation of the system. The characteristic mass is then about 5700 tonnes and the wetted surface area about 2100 m².

2.1.4. Bottom-fixed heave-buoy array (B-HBA)

This system is inspired by the Wavestar WEC, under development in Denmark. In Fig. 4 the test section currently being tested at



Fig. 3. 1/4 scale model of the Wavebob at sea.



Fig. 4. Picture of the test section of the Wavestar WEC.

Hanstholm in Denmark is shown with its buoys and platform in survival mode.

In its full size the system is composed of many floats connected to a single jack-up structure. The jack-up structure stands on the seabed and provides a fixed reference to the floats. The floats are submerged hemispheres. Each one is connected to the main structure via an arm and a hinge. With the action of the waves, each float moves up and down. The relative motion between floats and the structure is converted into useful energy via hydraulic rams. In the present analysis, the number of buoys was set to 20.

A sketch of the system is shown in Fig. 15. As the jack-up structure is an essential part of the system, it was included in the measures of mass and surface area. The characteristic surface area was estimated to about 4350 m² and the characteristic mass to about 1600 tonnes.

2.1.5. Floating heave-buoy array (F-HBA)

This system is inspired by the Pontoon Power Converter, under development in Norway. Fig. 5 shows an artistic view of the system.

It is a multibody floating WEC, composed of many heaving buoys connected to a common submerged reference structure. This structure is composed of an arrangement of a single support structure and a series of ballast baskets, connected through tension wires, as illustrated in Fig. 5. The total buoyancy force from the buoys is balanced by net gravity forces of the bridge and the ballast baskets. The buoys are connected to the submerged structure via a hydraulic PTO system, which converts the energy. In the analysis provided here, the number of buoys was set to 10.

A sketch of the system is shown in Fig. 16. As the submerged structure is an essential part of the system, it was included in the mass and surface area measures. The characteristic surface area was estimated to about 4800 m² and the characteristic mass to about 5200 tonnes.

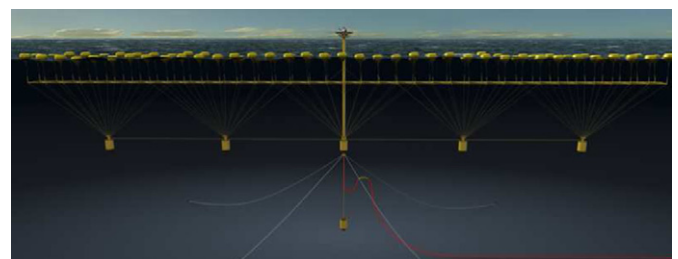


Fig. 5. Artistic view of the Pontoon Power Converter WEC.

2.1.6. Bottom-fixed oscillating flap (B-OF)

This system is inspired by the Oyster WEC, under development in Scotland by the company Aquamarine Power. Fig. 6 shows the Oyster2 geometry.

This device is a simple pitching flap, oscillating about a fixed axis close to the sea bottom, and so is suitable for shallow and intermediate water depth. It has a hydroelectric machinery system, where a pump placed at the rotating shaft pumps pressurised hydraulic oil to a shoreline station. There the hydraulic energy is used to drive an electric generator.

A sketch of the system and main dimensions and parameters are shown in Fig. 17. The characteristic mass was estimated to be about 3800 tonnes and the characteristic surface area to be about 2020 m². It includes an estimated gravity based structure designed to withstand the horizontal forces.

2.1.7. Floating three-body oscillating flap device (F-3OF)

This device is inspired by the Langlee WEC, currently under development in Norway. Fig. 7 shows an artistic view of a full scale Langlee WEC.

It consists of four hinged flaps which are all connected to the same frame. Via PTO systems, the relative motion between each flap and the main frame is converted into useful energy.

A sketch of the system analysed in this work is shown in Fig. 18. The characteristic mass of the flaps and supporting structure is then estimated to about 1600 tonnes. The characteristic surface area is about 2200 m².

2.1.8. Floating oscillating water column (F-OWC)

This device is inspired by the OE Buoy which is developed by Ocean Energy Ltd. in Ireland. Fig. 8 shows a picture of the 1/4th scale model of the OE Buoy under testing at sea in Galway Bay in Ireland.

The floating oscillating water column device is a particular type of OWC device known as the backward bent duct buoy (BBDB) first proposed by Masuda [6]. It has a single air chamber and is free to move in six degrees of freedom. The water column has a submerged opening aligned downstream of the incident wave propagation direction. The device is constructed of thin steel walls enclosing the water column. The power conversion is provided by means of an air turbine connected to an electric generator. The motion of the water column relative to the OWC body creates



Fig. 6. Picture of the Oyster2 wave energy converter.



Fig. 7. Artistic view of the Langlee WEC.

oscillating pressure in the chamber and air flow through the turbine. A relief valve provides a way to keep the pressure in the air chamber within acceptable limits to prevent the turbine from stalling.

A sketch of the system is shown in Fig. 19. The characteristic mass is about 1800 tonnes and its characteristic external surface area is estimated to about 6500 m².

2.2. Sites

As the level of mean wave energy transport varies from one place to another, it is important to consider several sites with different wave resource in order to evaluate the influence this has on the benchmarking performance measures. In this study, wave data statistics from five locations along the Atlantic coast of Europe were used, as indicated in Fig. 9.

The wave statistics are shown in Fig. 10. For the SEM-REV and Yeu island sites, the data come from the ANEMOC data base.² Statistics for the EMEC and Lisbon come from [7]. For Belmullet, they come from the Irish Marine Institute.³

Although the sites are located at different finite water depths ranging from 40 to 100 m, deep water was assumed for the numerical simulations. It means that the computed responses are slightly different from those that would be found if the true water depth were used. However, some of the considered devices are designed for shallow water. When waves enter shallow water power is lost due to various dissipation mechanisms [8]. Assuming that the wave data statistics in shallow water is the same as in deep water would have led to overestimates of energy absorption for devices in finite water depth. In order to make a more even basis for the comparison of deep-water and shallow-water results, the deep water data statistics were processed to synthesise shallow water data statistics that take the energy loss into account. According to [9], this energy loss may be expected to be around 10% in typical wave conditions. Therefore, shallow-water wave data was generated assuming that for each wave frequency component of each sea state, 90% of the energy is transferred from deep to shallow water depths (13–20 m).

Table 1 shows the mean wave power level for each of the five sites, in function of the water depths used in the simulations here. The levels of resource ranges from 15 to 80 kW/m, which is believed to cover possible locations for wave energy plants quite well.

² candhis.cetmef.developpement-durable.gouv.fr. Accessed May 2010.

³ www.marine.ie. Accessed May 2010.



Fig. 8. 1/4 scale model of the OE buoy at sea.

3. Methods

3.1. Numerical model

An estimate of the wave energy absorption of a particular device at a particular location can be obtained by multiplying the power matrix of this device with the scatter diagrams of wave statistics at this location. As the scatter diagrams are available (or processed to be available at the water depth of interest), the problem reduces to determining the power matrix of each device.

The power matrices were determined by using numerical models. For each device, a numerical Wave to Wire time-domain model was built. Essentially, it consists of integrating the following formal equation of motion:

$$(M + \mu_{\infty})\ddot{X} = F_{ex} - \int_0^t K(t - \tau)\dot{X}(\tau)d\tau + F_H + F_{PTO} + F_V + F_{Es} + F_M + F_{Coriolis} \quad (1)$$



Fig. 9. Sites from which annual wave data statistics were taken.

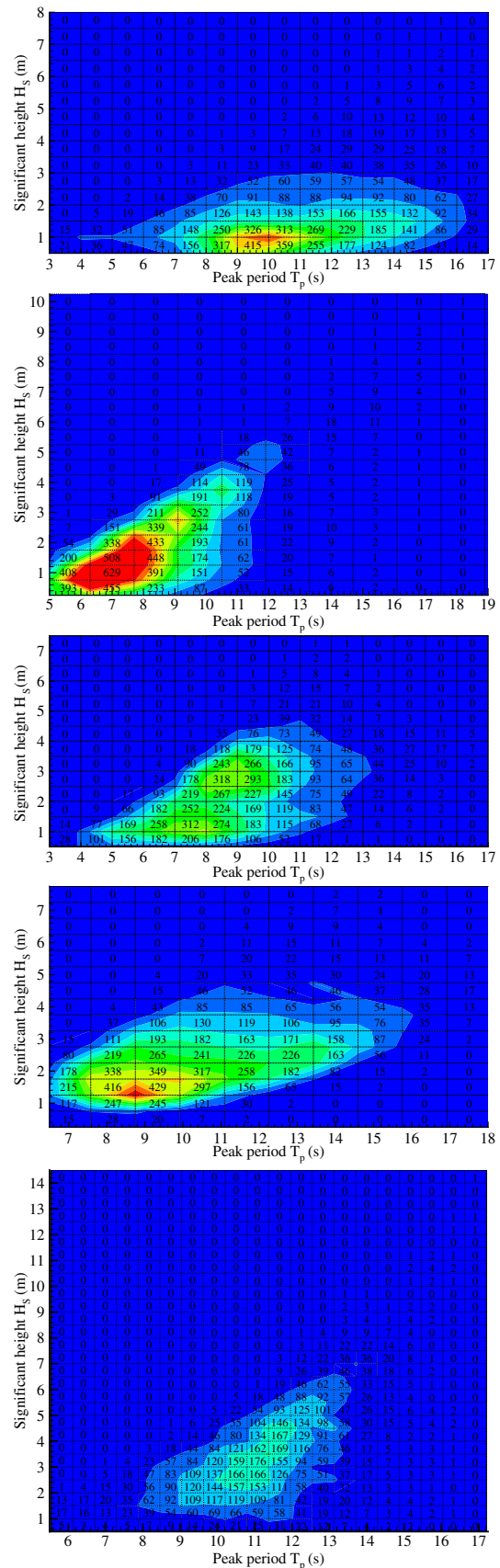


Fig. 10. Scatter diagrams of wave data statistics for, from top to bottom, SEM-REV, EMEC, Yeu island, Lisboa, Belmullet.

Table 1
Mean annual wave power level in function of site and water depth.

Site	Wave power resource (kW/m)		
	in deep water	20 m depth	13 m depth
1. SEM-REV	14.8	13.3	13.3
2. EMEC	21.8	18.7	18.7
3. Yeu island	26.8	22.4	22.4
4. Lisbon	37.5	33.7	33.7
5. Belmullet	80.6	72.5	72.5

in which:

- X, \dot{X}, \ddot{X} are the position, velocity and acceleration vectors of the considered device. They have as many rows as the device has degrees of freedom.
- M is the mass matrix of the device. Depending on the device and whether the equation of motion was linearised or not, it is not necessarily constant. It can be a function of the position and velocity vectors X and \dot{X} .
- F_{ex}, μ_∞ and $K(t)$ are respectively the wave excitation force, the added mass matrix and the memory function of the radiation forces.
- F_H is the hydrostatic force, resulting from the combined action of the gravity and buoyancy force.
- F_{PTO} is the force applied by the Power Take Off (PTO) system.
- F_V is a damping force that depends quadratically on the velocities, and which aims at taking into account the effect of viscous losses.
- F_M is the mooring force.
- F_{es} is a force which aims at taking into account the effect of end stops in the PTO mechanism, if any.
- $F_{Coriolis}$ is a force which comes from non-linear terms in the mechanical part of the equation of motion.

Models and modelling assumptions used for these force terms are explained in more detail in the following sections.

In the present analysis, drift forces, current forces and wind forces were not considered because we believe that they have no or very small influence on the potential for energy absorption.

3.1.1. Wave-structure interaction

For modelling waves and wave–structure interaction, linear potential flow theory was used. It relies on assumptions of inviscid and incompressible fluid, irrotational flow, small amplitudes of motion of the device relative to its dimension and small wave amplitudes relative to the wavelength.

For wave energy application, the agreement between linear theory and experiments is usually good in small to moderate sea states, as it has been shown in many studies; see [10–14] for examples. However, there can be characteristic discrepancies in severe sea states, or in wave conditions that excite resonances, because of non-linear and/or viscous effects. To our experience, linear theory will lead to an overestimation of the dynamic response and the energy absorption in these cases. We acknowledge that it brings uncertainty in the results. However, as the aim of the study is to provide upper estimates for wave energy absorption, we believe that this uncertainty is acceptable.

In addition, we assumed that waves are mono-directional. It has no consequence for axi-symmetric devices, but it can introduce a bias in other cases. However, it was shown in [15] that the effect of directionality was smaller than 10% when varying the wave direction from -45° to $+45^\circ$, in the case of the directionality-dependent SEAREV device. The sites which were considered in this study being

along the West coast of Europe, most of the characteristic wave resource will come from the South–West to North–West direction. The mooring system of floating devices might well allow some alignment of the devices with the wave direction, and for bottom-fixed devices refraction at shallow water tends to align the wave crests with the coastline. Taking this into account, we conclude that directionality should not have a significant effect on the main results of this study.

Using linear potential theory, the pressure force resulting from wave–structure interaction can be written as the sum of a wave excitation force F_{ex} and a radiation force $F_{rad} = -\mu_\infty \ddot{X} - \int_0^t K(t-\tau)\dot{X}(\tau)d\tau$. The wave excitation force can be related to the incident wave field spectrum $S(f)$ through the relations:

$$F_{ex}(t) = \Re \left(\sum_i \left(\sqrt{2S(f_i)\Delta f} \right) \bar{F}_{ex}(f_i) e^{i(2\pi f_i t + \phi_i)} \right) \quad (2)$$

in which Δf is an adequate frequency step, ϕ_i are a set of random phases and \bar{F}_{ex} are complex vectors of wave excitation force per metre of wave amplitude in the frequency domain.

The hydrodynamic functions K and the coefficients \bar{F}_{ex} and μ_∞ were calculated using the BEM (Boundary Element Methods) codes WAMIT [18] or Aquaplan [19]. In each case, mesh convergence was checked by comparing the obtained coefficients for two different mesh refinements. Convergence was always reached.

3.1.2. Quadratic damping force

In many cases, linearity and irrotationality assumptions of linear potential flow theory are likely to be violated. Neglecting this would in these cases lead to numerical prediction of unrealistically large amplitude of motions, and thereby also energy absorption.

In reality, non-linear effects and viscous effects such as flow separation will limit the amplitude of motion. A common way of modelling the latter effect is to add a quadratic damping term similar to the drag term in Morison's equation [20]:

$$F_V = -\frac{1}{2}\rho C_D A_D |V - V_0|(V - V_0) \quad (3)$$

in which:

- V and V_0 are respectively the device velocity and undisturbed flow velocity.
- A_D and C_D are respectively a matrix of characteristic areas and a matrix of drag coefficients.

Here, the difficulty lies in the estimation of the drag coefficients C_D . There are many experimental results available in the literature, coming from research on hydrodynamic forces on risers and other offshore equipments in the Oil & Gas industry. In this study, drag coefficients were estimated based on that knowledge. Reference [16] was used as the main source.

It is realised that this methodology of selecting the drag coefficients brings a large uncertainty in the models. Therefore, it has been important to perform analysis of the absorbed energy's sensitivity to variations in the drag coefficient. For each device, drag coefficients were varied from one quarter to twice their nominal values. Corresponding variation on the energy absorption was retained as the uncertainty bar. Although the drag coefficients were varied by a factor of up to 4, one should notice that the influence on the energy absorption was never found to be more than 30%, whatever the device.

3.1.3. Power take-off force

The power take-off (PTO) is the system which converts the mechanical energy of the device into electricity. In the case of an OWC it will be an air turbine such as a Wells turbine. In the case of wave activated bodies WECs, it can be based on hydraulic components (hydraulic rams and motors) combined with an electric generator, as assumed in [21]. Or it can be fully electric, like in [22] or [23].

The Wells turbine has an almost linear relationship between pressure drop and volume flow [24], and may be well modelled as a simple linear damper. Also the fully electrical PTOs are often controlled to yield a linear relationship between force and velocity, and may then be modelled as a linear damper. In the case of hydraulic PTO systems, a better representation is achieved by using a Coulomb damping model. Details of the PTO modelling are given below.

3.1.3.1. Linear PTO model. Depending on the considered WEC, additional inertia or spring effects may improve the power absorption ability. Such effects were included in the PTO force together with the damping effect when it made sense from an engineering point of view. With both inertia, damping and spring effects, the PTO force in the general case reads:

$$F_{PTO} = -M_{PTO}\ddot{X} - B_{PTO}\dot{X} - K_{PTO}X \quad (4)$$

In this study, one should note that only the case of positive machinery spring coefficients K_{PTO} was considered. The reason is that the effect of positive values can be efficiently obtained with mechanical components. Negative spring effects are harder to obtain in reality and usually involves feeding large amounts of reactive power through the machinery equipment [17]. Dissipative losses may make such solutions less attractive, and negative mass and spring coefficients have therefore not been included as an option in this study.

3.1.3.2. Hydraulic PTO model. In the case of hydraulic PTO, a Coulomb damping model was used. As with the linear PTO, a spring or additional mass term was included as well as the damping term when it made sense from an engineering point of view. In the general case, the PTO force reads:

$$F_{PTO} = -M_{PTO}\ddot{X} - C_{PTO}\text{sign}(\dot{X}) - K_{PTO}X \quad (5)$$

The numerical implementation of the Coulomb damping force is difficult because the derivative is infinite at $\dot{X}_i = 0$. This can lead to non-physical oscillations of the velocity around 0, subsequently leading to erroneous values for power absorption. Hence, in practise perfect Coulomb damping is replaced by an approximate Coulomb damping, in which the damping force is supposed to have a finite (but still high) derivative in the range about zero velocity. The principle is illustrated in Fig. 11.

Mathematically, the PTO force with approximate Coulomb damping reads

$$F_{PTO}(A) = -M_{PTO}\ddot{X} - \min(G_{PTO}|\dot{X}|, C_{PTO})\text{sign}(\dot{X}) - K_{PTO}X \quad (6)$$

In this study, the coefficient G_{PTO} was set to 100 times the dry mass plus added mass coefficient.

3.1.3.4. Optimisation of the PTO coefficients and control. The PTO system is an essential part of any WEC. It is well known that it has a large influence on the dynamic response of the system. Varying its properties give some freedom to tune the dynamic response of the

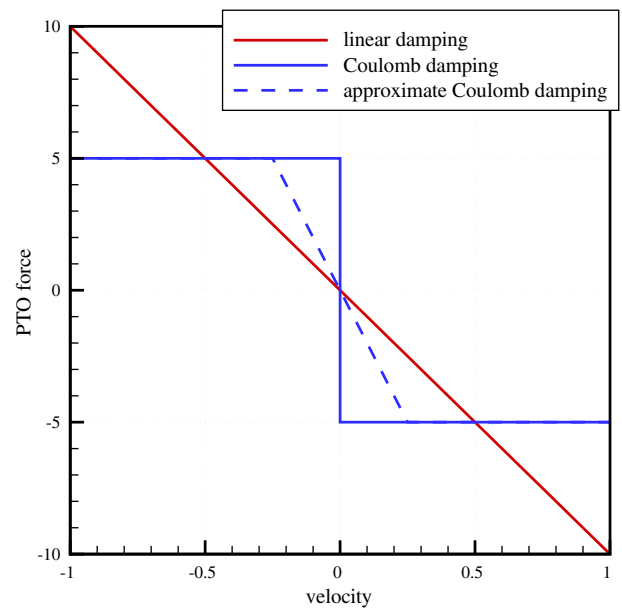


Fig. 11. PTO force vs velocity when PTO is linear, Coulomb damping and approximate Coulomb damping.

system in order to optimise the energy absorption abilities of the WEC.

This tuning can be done on a wave by wave basis, or on a sea state basis. The first option is a real time control. Together, with efficient control algorithms [25–30], it has the ability to significantly increase the energy absorption, by a factor of up to 2–3. However, in principle this kind of control requires some knowledge of the future excitation force, which means we need to somehow measure and predict the incident wave. Although there is promising on-going research on this topic [31], it is not a practical option at the current time. Therefore, it was not considered in this study.

The second option – tuning of the PTO parameters on a sea state basis – is much easier to achieve in practise, because it only requires the knowledge of the current sea state. In practise, one can measure the sea spectrum at some distance of the WEC with a wave data buoy and adjust the PTO settings accordingly. Other alternatives include the use of extremum-seeking control as proposed in [30]. In the present study the first of the spectrum measurement approach is assumed, where the PTO parameters are optimised for each state. Optimisation was made using brute force, i.e. iterative simulation using a maximum-search algorithm.

It should be noted that, in principle, such iterative search may reach a local maximum, not the global maximum. However, it was not found to be an issue in this study.

3.1.4. End-stop forces

Some of the considered devices have end stops, which were implemented in the numerical model by adding springs with large stiffness coefficients. They become active as soon as the amplitude of the motion is larger than the amplitude constraint. This was formulated as follows:

$$F_{es} = -K_{es}\text{diag}(X + X_{es})u(-X - X_{es}) - K_{es}\text{diag}(X - X_{es})u(X - X_{es}) \quad (7)$$

in which K_{es} is the stiffness coefficient of the end stop spring; $u(\cdot)$ is the element-wise Heaviside step function and X_{es} is the amplitude constraint vector.

3.1.5. Mooring force

In [32] and [33], it was shown that at least for slack-moored heave-buoy systems the influence of the mooring system on the energy absorption is negligible. Therefore, mooring systems were represented by simple linear springs adjusted to keep the device in place with minimum influence on the power absorption.

3.2. Implementation and verification

For each particular device (except the floating heave-buoy array), the corresponding equation of motion was derived. Then, a numerical Wave to Wire model was built. The implementation was made in Fortran90. A second-order predictor–corrector time integration scheme was used.

Whenever possible, results from the numerical model were compared with publicly available information. In the cases of the small bottom-referenced heaving buoy, the floating two-body heaving converter, the bottom-fixed heave-buoy array, the bottom-fixed oscillating flap and the floating three-body oscillating flap device, references [22,34–37] were used, respectively. A very good agreement was found. In some cases, limited differences were found, because of different dimensions or control strategies of the PTO systems. Details of the comparisons, of the equations and of the models can be found in [5]. The numerical models are available from the authors upon request.

In the particular case of the floating heave-buoy array, the commercial SIMO software [38] was used. SIMO is a computer program developed by Marintek for simulating motions and station-keeping behaviour of complex systems of floating vessels and suspended loads. SIMOs essential features for the present analysis is its flexible modelling of multibody systems that accommodate introduction of PTO setting, end stops as well as hydrodynamic coupling between the bodies. In total, there are 13 bodies included in the present model. It consists of 10 buoys, a submerged support structure and 2 ballast baskets. The hydrodynamic properties of those bodies including the hydrodynamic interaction between the 10 buoys are calculated in the frequency domain using HydroD [39] and then applied in SIMO to solve the equation of motion of the full system for a given sea state in time domain. More illustration and discussion on how to use SIMO features to model PTO system, end stops and wires for multibody WEC may be found in [32].

4. Results & discussion

Using the Wave to Wire models, the power matrices of each device were computed. By multiplying them with the wave scatter diagrams at each site, the annual mean absorbed power of each device at each site was derived. Results are reported in the devices' summary sheets, see Figs. 12–19.

For the bottom-referenced submerged heave-buoy and the bottom-fixed heave-buoy array, both the linear PTO and the hydraulic PTO (Coulomb damping) models were implemented. Unlike [28], no increase in energy absorption was observed with the Coulomb damping model in comparison with the linear model. Actually, Coulomb damping model led to a reduction in energy absorption by 20% in the case of the bottom-referenced heave-buoy, and by a few percents in the case of the bottom-fixed heave-buoy array. Therefore, results are reported only for the case of the linear PTO model, except for the floating heave-buoy array for which only Coulomb damping was considered.

From one device to another, depending on the site, one can see that mean annual power absorption figures are very different, ranging from 2 to almost 800 kW. Of course, this was to be expected

as the working principles and the sizes are very different. As also expected, one can notice that mean annual power absorption varies with the site. It is worth noticing that an increase in the available wave power resource does not necessarily mean an increase in mean annual absorbed power, as can be seen in the case of devices 5 and 7 for the Lisbon and Yeu sites. The reason is that for the Lisbon site, waves are much longer than at Yeu. As the waves are longer, the wave resource is larger, but at the same time it is more difficult for the devices 5 and 7 to efficiently capture these long waves. Hence, in the end, despite a larger resource, there is less energy absorbed.

Large variations are also found on capture width ratios from one device to another, ranging from 4% for the small bottom-referenced heaving buoy to 70% for the bottom-fixed oscillating flap. However, one can see that the variations of the three other performance measures (energy per characteristic mass, per characteristic surface area and per RMS of PTO force) are much more limited, with a maximum to minimum ratio less than 5 at a given site. In the following this will be discussed more in detail. We look first at the uncertainties associated with the present modelling approach.

4.1. Estimation of uncertainties

Numerical modelling was used. It relies on mathematical models for each component of the device, which are based on several assumptions and approximations. Therefore, it is acknowledged that the behaviour of an actual system could deviate from what is predicted by the numerical model.

In the particular case of strong sea states, it is expected that the deviation between the response of the actual device and its numerical model can be large. However, one should note that the quantities derived in this study are averaged values over a normal year. Then, errors are averaged too, so they are expected to be smaller.

Moreover, one should also recall the primary objective of this study: it is to derive estimates of mean annual power absorption for a selection of wave energy devices. From our experience, it is believed that if the behaviour of the numerical model deviates from the actual behaviour, then the trend of the deviation will be to overestimate the dynamic response of the system, and then also the energy absorption. Therefore, the numbers given here are believed to be in the upper range of what can be achieved with these instances of each type of device.

Finally, the modelling approach is the same for all devices. Therefore, it is expected that even if the numbers are not perfectly exact, the trends observed in comparisons between each technology should be correct.

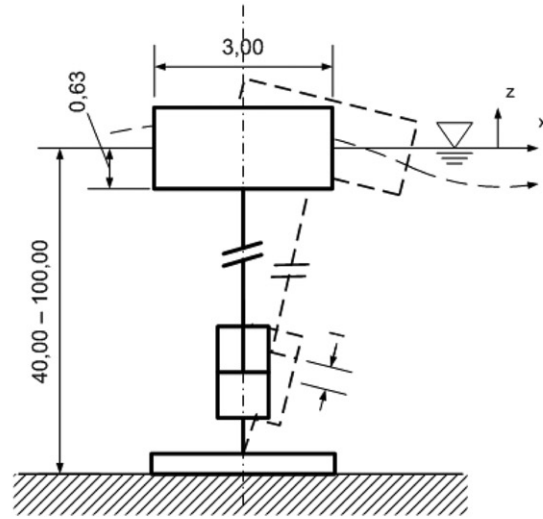
To get an idea of the error bars, an uncertainty analysis was performed. Estimation of the drag coefficient was identified as the main error source for almost all of the devices (see the discussion on the error sources for each component of the system in Section 3). Hence, a sensitivity analysis was carried out as described in Section 3.1.2. Uncertainty was found to be always smaller than $\pm 30\%$, whatever the device. Fig. 20 shows an example of the computed mean annual power in function of the drag coefficient applied in the numerical model for the case of the self-reacting two-body heaving device.

Here, we have to make a distinction for the cases of the floating OWC and the array of heaving buoys on a fixed platform. In the latter case, the uncertainty associated with the modelling of drag forces was found to be negligible. However, the modelling did not take into account the wave interactions effect between the buoys. Based on [40], the associated uncertainty was estimated to be about $\pm 20\%$.

1. Small bottom-referenced heaving buoy (Bref-HB)

Working principle

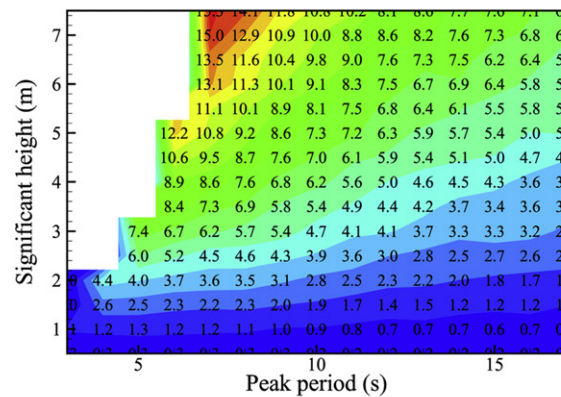
The device consists of an axi-symmetric buoy with ellipsoidal cross section floating on the ocean surface. Through a wire it is connected to a machinery unit standing at the sea bottom. The machinery consists of a linear generator placed inside a steel hull mounted on a concrete ballast structure. Under wave action, the buoy moves in surge and heave, resulting in a wire pull that drives the generator.



Main dimensions and parameters

Property	Value	Unit
Diameter	3.0	m
Draft	0.63	m
Displacement	2.83	m ³
Mass of the buoy	1000	kg
Stroke length	1.8	m
PTO model	Linear	
Char. surface area	42	m ²
Characteristic mass	31	Mg
Water depth	40 to 100	m

Power matrix



Estimates of performance measures

Site	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	1.6	2.8	3.3	3.5	5.0
Capture width ratio (%)	3.6	4.2	4.1	3.1	2.1
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.46	0.78	0.92	1.0	1.4
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.34	0.57	0.68	0.73	1.0
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	1.5	2.1	2.3	2.2	2.6

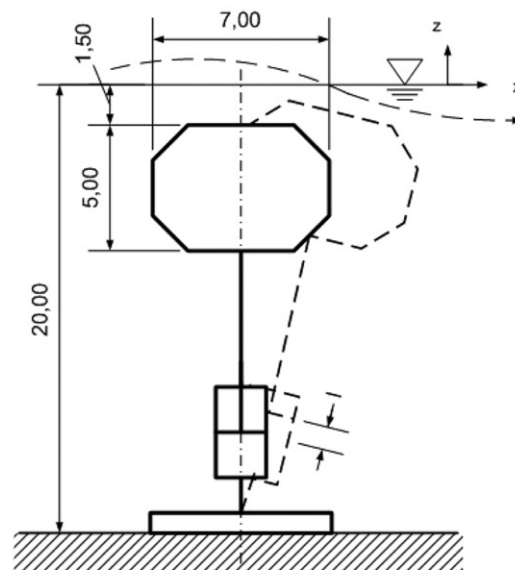
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the diameter of the buoy. The uncertainty on the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-20,+20 %].

Fig. 12. Summary sheet for the small bottom-referenced heaving buoy (Bref-HB).

2. Bottom-referenced submerged heave-buoy (Bref-SHB)

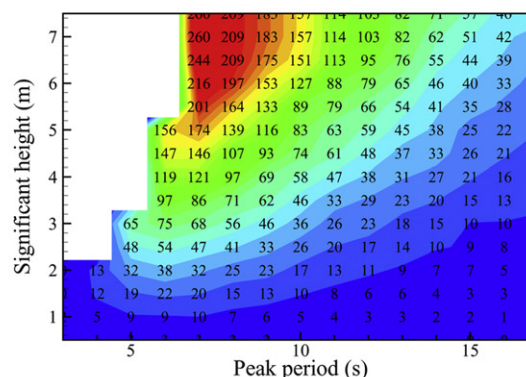
Working principle

This device consists of a submerged buoy close to the free surface. Through a wire it is connected to a hydraulic power take off system standing at the sea bottom.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Diameter	7.0	m
Height	5.0	m
Displacement	148.	m ³
Mass of the buoy	35.	Mg
Stroke length	6.	m
PTO model	Linear	
Char. surface area	220	m ²
Characteristic mass	200	Mg
Water depth	20	m



Estimates of performance measures

Site	SEMREV*	EMEC*	Yeu*	Lisbon*	Belmullet*
Annual mean absorbed power (kW)	8.8	18.5	22.	19.	31.
Capture width ratio (%)	9	13	13	8	6
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.39	0.81	0.97	0.83	1.37
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.35	0.74	0.88	0.76	1.24
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	1.53	2.1	2.4	3.8	2.9

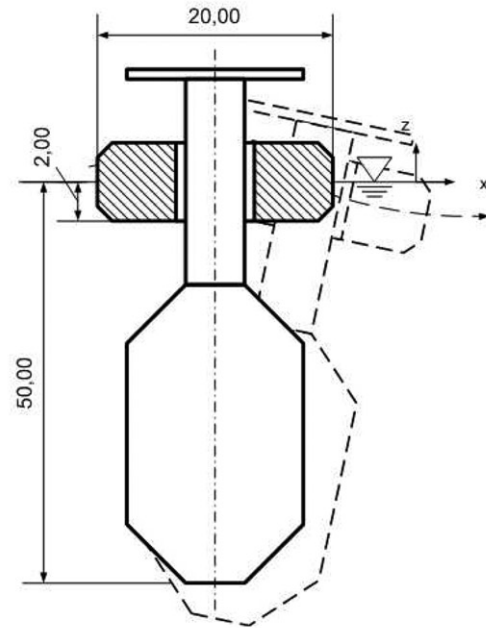
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the diameter of the buoy. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-40,+20 %].

Fig. 13. Summary sheet for the bottom-referenced submerged heave-buoy (Bref-SHB).

3. Floating two-body heaving converter (F-2HB)

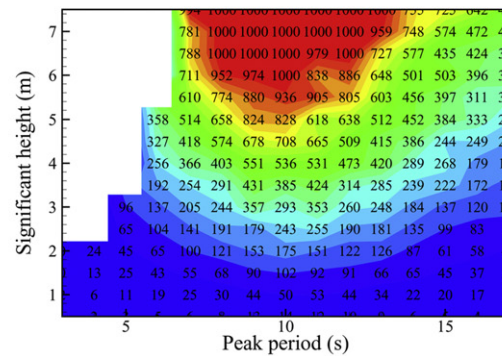
Working principle

This device consists of an axi-symmetric, self-reacting two-body system, operating in the heave mode. It is composed of a low-draft torus sliding along a high-draft float. It has a hydraulic PTO system, which is driven by the relative motion between the two bodies.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Torus diameter	20.0	m
Torus draft	2.0	m
Float draft	50.0	m
Displacement	4960.	m ³
Mass of torus	278.	Mg
Mass of float	4680.	Mg
Stroke length	6.	m
PTO model	Linear	
Char. surface area	2120	m ²
Characteristic mass	5704	Mg
Water depth	Deep	m



Estimates of performance measures

	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	79.	127.	191.	199.	373.
Capture width ratio (%)	27.	29.	36.	27.	23.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.12	0.20	0.30	0.30	0.57
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.33	0.53	0.79	0.82	1.54
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	1.2	1.7	2.0	2.0	2.7

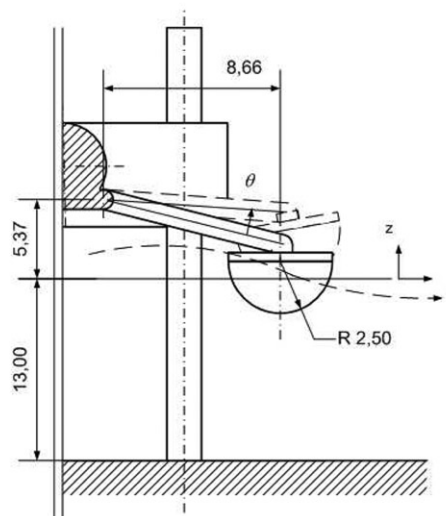
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the diameter of the buoy. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-20,+40 %].

Fig. 14. Summary sheet for the floating two-body heaving converter (F-2HB).

4. Bottom-fixed heave-buoy array (B-HBA)

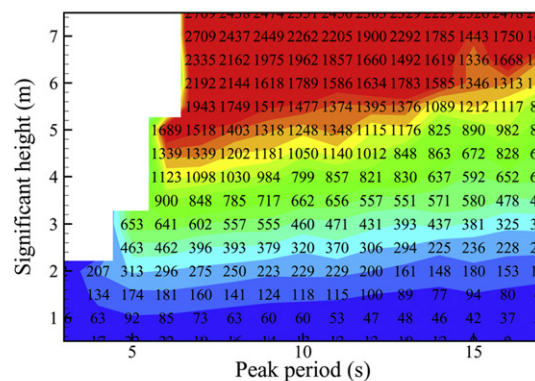
Working principle

This system is composed of many floats connected to a single jack-up structure. The jack-up structure stands on the seabed and provides a fixed reference to the floats. The floats are submerged hemispheres. Each one is connected to the main structure via an arm and a hinge. With the action of the waves, each float moves up and down. The relative motion between floats and the structure is converted into useful energy via hydraulic rams.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Float diameter	5.0	m
Float height	5.0	m
Float displacement	25.5	m ³
Float mass	35.	Mg
Number of floats	20	
Length of structure	70.	m
Width of structure	17.	m
Structure mass	900.	Mg
PTO model	Linear	
Char. surface area	4350	m ²
Characteristic mass	1600	Mg
Water depth	13.	m



Estimates of performance measures

Site	SEMREV*	EMEC*	Yeu*	Lisbon*	Belmullet*
Annual mean absorbed power (kW)	127.	225.	280.	303.	612.
Capture width ratio (%)	14.	16.	17.	12.	12.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.69	1.2	1.5	1.7	3.4
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.25	0.45	0.56	0.61	1.23
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	0.93	1.2	1.2	1.1	1.6

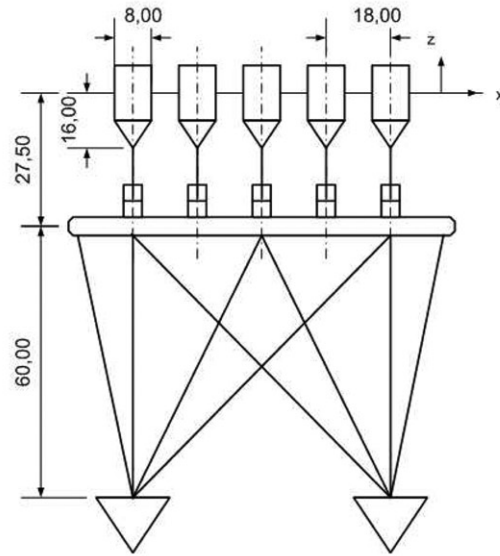
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the length of the structure. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-20,+20 %].

Fig. 15. Summary sheet for the bottom-fixed heave-buoy array (B-HBA).

5. Floating heave-buoy array (F-HBA)

Working principle

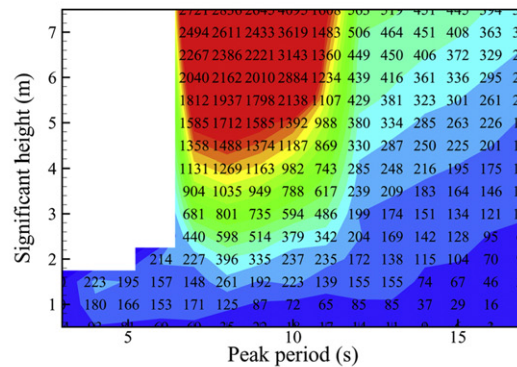
This system is a multibody floating WEC, composed of many heaving buoys connected to a common submerged reference structure. This structure is composed of an arrangement of a single support structure and a series of ballast baskets, connected through tension wires. The total buoyancy force from the buoys is balanced by net gravity forces of the bridge and the ballast baskets. The buoys are connected to the submerged structure via a hydraulic PTO system, which converts the energy.



Main dimensions and parameters

Property	Value	Unit
Float diameter	8.0	m
Float draft	13.4	m
Float displacement	406.	m ³
Float mass	364.	Mg
Number of floats	10	
Length of structure	132.	m
Width of structure	18.	m
Structure mass	467.	Mg
PTO model	Coulomb damp.	
Char. surface area	4750	m ²
Characteristic mass	5233	Mg
Water depth	Deep	m

Power matrix



Estimates of performance measures

Site	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	224.	326.	409.	317.	417.
Capture width ratio (%)	11.	11.	11.	6.4	3.9
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.37	0.54	0.67	0.52	0.68
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.43	0.63	0.79	0.61	0.80
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	N/A	N/A	1.32	N/A	N/A

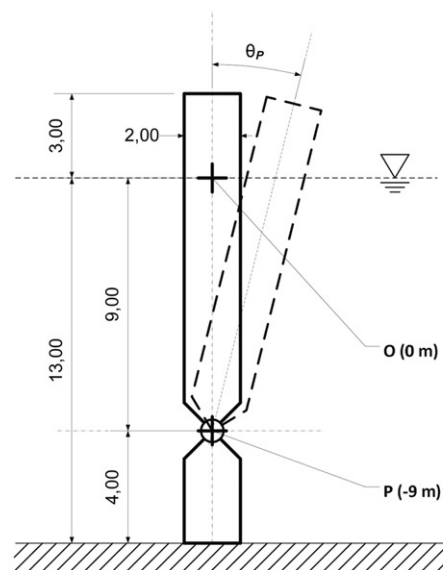
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the length of the structure. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-10,+25 %].

Fig. 16. Summary sheet for the floating heave-buoy array (F-HBA).

6. Bottom-fixed oscillating flap (B-OF)

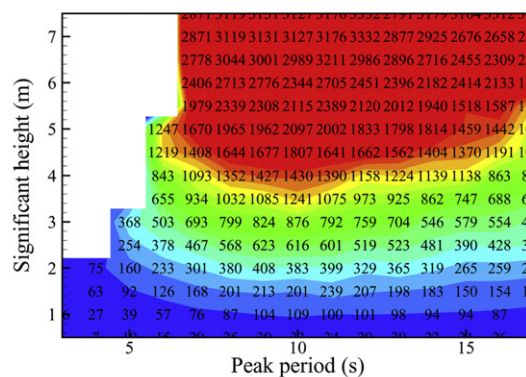
Working principle

This device is a simple pitching flap, oscillating about a fixed axis close to the sea bottom, and so is suitable for shallow and intermediate water depth. It has a hydroelectric machinery system, where a pump placed at the rotating shaft pumps pressurised hydraulic oil to a shoreline station. There the hydraulic energy is used to drive an electric generator.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Width	26.	m
Draft	9.	m
Thickness	2.	m
Hinge height from seabed	4.	m
Mass	150.	Mg
Displacement	442	m ³
PTO model	Linear	
Char. surface area	2020	m ²
Characteristic mass	3800	Mg
Water depth	13	m



Estimates of performance measures

Site	SEMREV*	EMEC*	Yeu*	Lisbon*	Belmullet*
Annual mean absorbed power (kW)	211.	348.	440.	513.	981.
Capture width ratio (%)	61.	68.	72.	58.	52.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.49	0.8	1.0	1.2	2.3
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.92	1.5	1.9	2.2	4.2
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	N/A	1.1	1.4	1.6	6.6

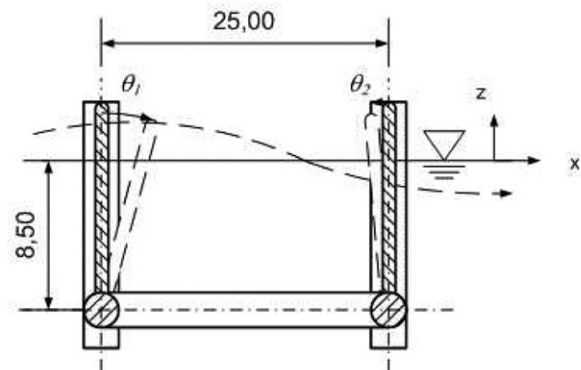
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the width of the flap. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [0,+30 %].

Fig. 17. Summary sheet for the bottom-fixed oscillating flap (B-OF).

7. Floating three-body oscillating flap device (F-3OF)

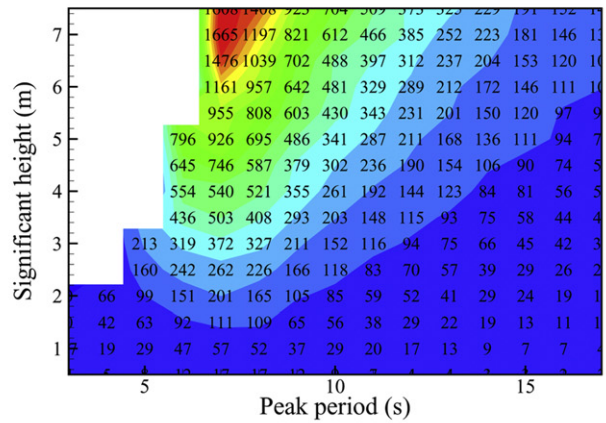
Working principle

This device consists in four hinged flaps attached to the same floating structure. Via PTO systems, the relative motion between each flap and the structure is converted into useful energy.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Flap width	9.5	m
Flap draft	8.5	m
Displacement	185.	m ³
Number of flaps	4	
Structure length	25.	m
Structure width	25.	m
Structure draft	12.	m
Displacement	673.	m ³
PTO model	Linear	
Char. surface area	2160	m ²
Characteristic mass	1622	Mg
Water depth	Deep	m



Estimates of performance measures

Site	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	52.	112.	131.	104.	145.
Capture width ratio (%)	14.	20.	20.	11.	7.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.28	0.60	0.69	0.57	0.78
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.21	0.46	0.51	0.42	0.6
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	1.1	1.4	1.6	1.5	1.5

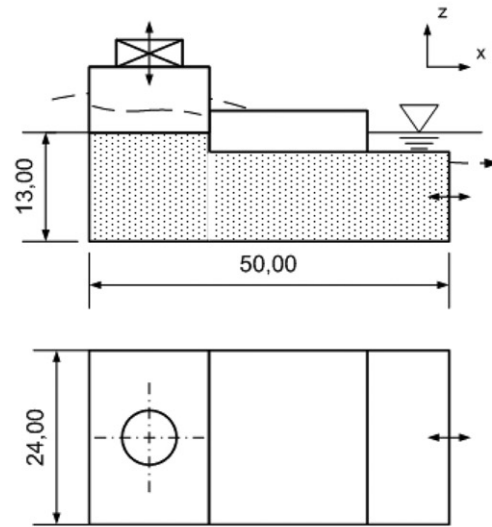
Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the width of the structure. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-25,+30 %].

Fig. 18. Summary sheet for the floating three-body oscillating flap device (F-3OF).

8. Floating oscillating water column (F-OWC)

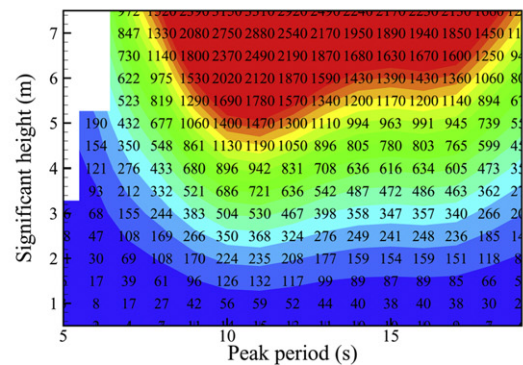
Working principle

This device is a particular type of OWC device known as the backward bent duct buoy (BBDB). It has a single air chamber and is free to move in six degrees of freedom. The water column inlet is on the downstream side of the device. The hull is constructed of thin steel walls enclosing the water column. The power conversion is provided by means of an air turbine connected to an electric generator. The motion of the water column relative to the OWC body creates oscillating pressure in the chamber and air flow through the turbine.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Length	50.	m
Width	24.	m
Draft	13.	m
PTO model	Linear	
Char. surface area	6500	m ²
Characteristic mass	1800	Mg
Water depth	Deep	m



Power matrix

Estimates of performance measures

Site	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	147.	262.	337.	367.	745.
Capture width ratio (%)	41	50.	52.	41.	38.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.7	1.3	1.6	1.8	3.6
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.19	0.35	0.45	0.49	1.0
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the width of the barge. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-25,+25 %].

Fig. 19. Summary sheet for the floating oscillating water column (F-OWC).

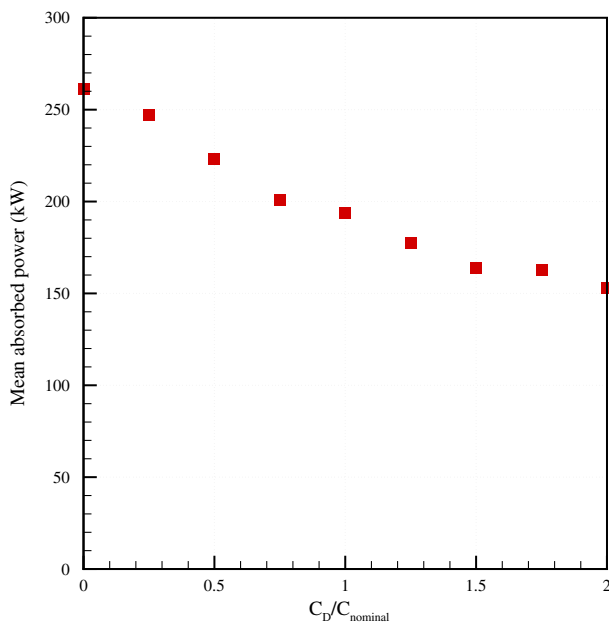


Fig. 20. Mean annual absorbed power in function of applied drag coefficient ratio for the self-reacting two-body heaving device.

In the case of the floating OWC, losses were taken into account through additional linear damping terms. They are applied to the body by introducing a diagonal damping matrix with constant values over the whole frequency range, taken as a certain percentage of the radiation damping. This has the effect of reducing the body motions. Another damping coefficient is also introduced with the effect of reducing the volume flow through the mean internal water surface. Uncertainty limits were obtained by taking these damping coefficients to be zero and twice the nominal values. They were found to be about $\pm 25\%$.

For the performance measures related to mass and surface area, a small uncertainty is also attributed to the estimation of the characteristic values. In particular, the rough estimation of characteristic mass for the self-referenced floating converters should be expected to have an uncertainty of about 10%.

It should be noted that all results have been derived with the assumption that the PTO parameters are kept at constant values optimised for each sea state. If highly efficient machinery solutions can be developed for reactive control or other phase control realisations, then wave-by-wave control may become a viable strategy. It may then be expected that the devices with the most narrow-banded natural responses (i.e. responses without any PTO damping applied) will have the most to earn from such techniques. As no example of successful and robust application of such a strategy in practise have been reported, no uncertainty has been attributed to this choice here.

4.2. Performance measures

Consider first the capture width ratios in Figs. 12–19. One can see that they vary somewhat with the site, but not as much as the power absorption figures. Thus, it shows that capture width ratio can be a very useful number if one wants to make a quick estimate of the energy absorption of a device for a given wave energy resource. Here it is worth noticing that the capture width ratios we obtained are in agreement with the ones which were found in [2].

It appears that the capture width ratios reach their maxima for the Yeu site. For this site, the wave resource is also of the order

25 kW/m which can be considered as a reasonable average for wave energy resources. For a higher level of resource, the number of possible sites would be much smaller, meaning a smaller market, whereas for lower levels of resource it would be more difficult to achieve economic viability.

Therefore, the Yeu site was selected for comparing the performance measures of the different devices. The comparison is shown in Fig. 21. From top to bottom we find the mean annual power, the mean annual absorbed energy per mass, the mean annual absorbed energy per surface area and the mean annual absorbed energy per RMS of PTO force, for each of the eight devices.

The top figure shows how different the mean annual absorbed power can be from one device to another. It illustrates well the wide diversity in wave energy concepts. The ratio is about 140 between the device with the smallest power absorption and the device with the largest one.

However, one should notice that they are also respectively the smallest and biggest devices, and that the ratio of masses is about the same magnitude. So if one takes the ratio of annual absorbed energy and characteristic mass, then the differences between the devices are considerably reduced. This is shown on the second figure from the top. The ratio of the maximum to the minimum of this performance measure is about 5, whereas it was 140 for mean power. Based on these results, one may roughly state that the annual energy absorption to characteristic mass ratio is in the order of 1 MWh/tonne.

The comparison of the small bottom-referenced heaving buoy and the floating three-body oscillating flap device is particularly noticeable. Despite totally different working principles and a characteristic mass ratio of 45, the ratio of absorbed energy to mass differs only by about 25%.

Then consider the third performance measure, i.e. absorbed energy per characteristic surface area. Here, the ratio of maximum to the minimum is about 4.

If the particular case of the bottom-fixed oscillating flap is excluded for the moment, this ratio is even seen to be smaller, about 1.3. A tentative explanation for why this last measure has only little variation between devices could be that wave forces are pressure forces. Power is pressure times volume stroke per time. Both the orders of magnitude of the wave pressure and the time (i.e. wave period) are the same for all the devices. That leaves us with volume stroke, which is area times stroke length. The stroke length is limited by mechanical constraints and the need for keeping viscous losses down, and ends up being of the same order for all devices. Accordingly, power should depend on wetted surface area, which could explain why the absorbed power per characteristic surface area is close for all devices. As an average, one could say that it is typically equal to 0.8 MWh/m².

Considering now the case of the bottom-fixed oscillating flap, one can see that it has a much higher energy to surface area ratio than all of the other devices. The factor is about 2.5. It indicates that this working principle makes better use of its surface to capture wave energy. This can also explain the high capture width ratio of about 70%. This capture width ratio is large, but one can note that it is in agreement with experimental results reported in [37].

To conclude on the performance measure of annual absorbed energy per surface area, we will retain that the order of magnitude is typically 1 MWh/m², except for the bottom-fixed oscillating flap for which it is of order 2 MWh/m².

In the bottom figure, one can see that also the ratio of annual absorbed energy to the RMS of PTO force exhibits only little variation with the device. Here again, maybe we should not be surprised, as the energy is the product of PTO force and stroke

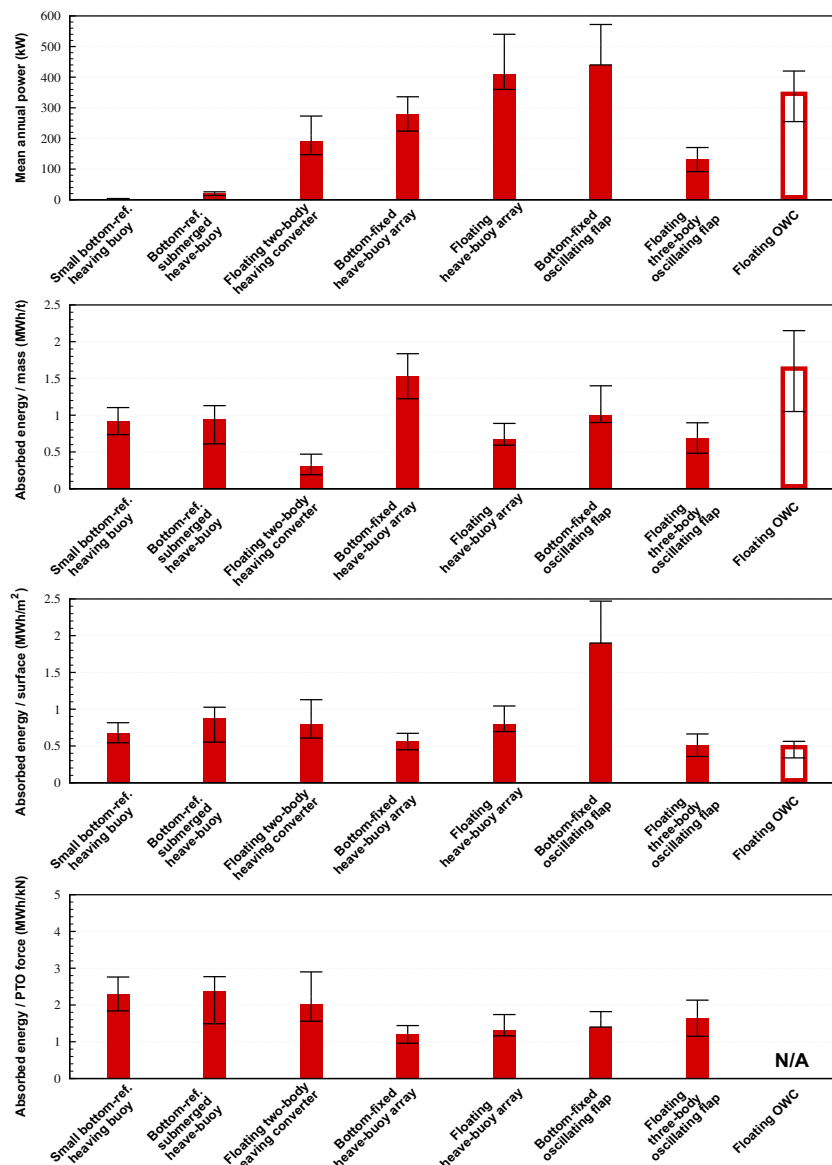


Fig. 21. Comparison of performance measures for the eight considered devices. The calculations were made using wave statistics for the Yeu site. Filled red bars indicate that the computation was made using time domain models, whereas the unfilled bars indicate solution in the frequency domain. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)

length, and as different PTO systems have similar stroke lengths. Thus this performance measure is directly linked to the total stroke travelled during one year. As an average, one can say that its value is typically $2 \text{ MWh/kN} = 7200 \text{ km}$.

4.3. Parametric studies on maximum PTO power and rated power

In the wave energy community, there are sometimes discussions on how the rated power of a device, and the resulting capacity factor (defined as the ratio of the averaged power to the rated power) should be defined. There is also sometimes confusion between the maximum instantaneous power of the PTO system and the rated power of the WEC. In the following, we will present our views on this and we will show how the rated power could be roughly estimated from the knowledge of the mean annual absorbed power. This also directly gives an estimate for the capacity factor.

First, let us distinguish between the absorbed power and the output power (also called delivered power or useful power). We take the absorbed power as the power that flows from the mechanical system (oscillating body or water column) into the PTO system. It is then equal to the PTO force times the velocity for the productive degree of freedom, depending on the PTO system. Because waves are oscillations the velocity is oscillating, and thus the instantaneous absorbed power is oscillatory too, going to zero twice per cycle. Fig. 22 shows an example of the instantaneous absorbed power in the case of the floating two-body heaving device. The incident wave is irregular with peak period 9 s and significant height 2.5 m. One can see that the instantaneous absorbed power stays within the range between 0 and 2 MW which has been set as the maximum power of the PTO system in this case. In other words, we define the *maximum PTO power* as the maximum of instantaneous power that can be absorbed by the PTO system.

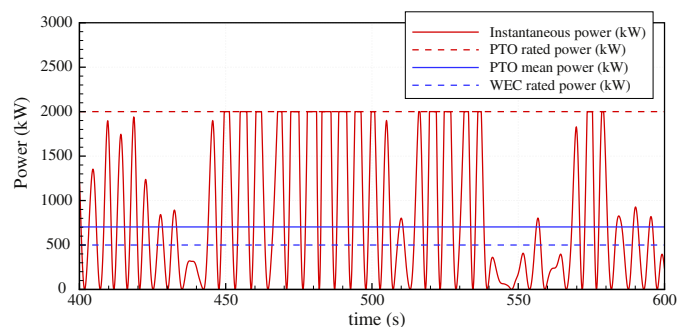


Fig. 22. Instantaneous and mean absorbed power by the floating two-body heaving device, in an irregular wave of peak period 9 s and significant height of 2.5 m. Also shown is the maximum PTO power and the rated power.

Further let us define the output power of the WEC. Of course, the instantaneous power absorbed by the PTO system is too oscillatory to be sent directly to the grid. It has to be smoothed, e.g. by using energy storage components such as hydraulic accumulators, flywheels, batteries [41] or super-capacitors [42]. The output of these storage components, which is delivered to the grid, is what we mean by output power. It may still have considerable variation, but the maximum capacity may be well described by a mean value; this is what we define as the *rated power* of the WEC.

The mean output power will necessarily be smaller than the mean absorbed power due to losses in the conversion and storage components. If the mean absorbed power exceeds the rated power, the excess power will have to be dissipated, or the device motion must be controlled in order to reduce the power absorption. In the example of Fig. 22, the average absorbed power is 703 kW, whereas we have set the rated power to 500 kW. The consequence is that the smoothing system will not be able to deal with the difference of $(703 - 500) \text{ kW} = 203 \text{ kW}$. In analysis of the numerical simulation we therefore consider the difference as lost, and the mean output power becomes equal to the rated power. In real operation of the

device the absorbed power would probably have to be reduced by controlling the motion.

As we can see, the settings for the maximum absorbed power and the rated power influence the mean annual output power. This effect was investigated in the following way: if the instantaneous absorbed power is larger than the maximum PTO power, then the difference is assumed to be lost. The same rule was applied to the relationship between mean absorbed power and rated power. Table 2 shows the results of mean annual output power which were obtained for 5 of the eight devices, as a function of the maximum PTO power and the rated power.

One can see that setting the maximum PTO power to 20 times the mean annual absorbed power does not significantly decrease the mean annual output power, whatever the device. Therefore, it could be used as a rule of thumb in the design of the power take off system: the maximum PTO power could be limited at least down to about 20 times the mean annual power. For the rated power, a factor of five would not significantly decrease the mean annual output power. Therefore, the rule of thumb would be here that the capacity factor of a WEC should be at least about 0.2. The upper limit for the capacity factor will depend on how the size of the device is chosen relative to the rated power and the way the motion is controlled in practise.

5. Conclusion

In this study, eight wave energy converters with different working principle have been considered, and their performance at five prospective locations have been estimated. The aim was to compare them in terms of the following performance measures: annual absorbed energy for each WEC, per unit of characteristic mass, per unit of characteristic surface area and per unit of characteristic power take-off (PTO) force.

The power matrices of each WEC were computed by the use of numerical models such that the annual absorbed energy could be found. The models were formulated in the time domain in order to be able to deal with non-linear effects such as viscous losses and/or end stops. As the performance depends strongly on the PTO parameters, these were optimised for each sea state in order to maximise the energy absorption. Uncertainties in the numerical model were discussed and error bars were derived for each performance measure.

Matrices of absorbed power per sea state and estimates of the annual absorbed energy were given for each considered device, at each location. Based on these results, the following conclusions were drawn:

- The annual absorbed energy differs a lot, from 2 kW for the small bottom-referenced heaving buoy at the least energetic site up to 800 kW for the bottom-fixed oscillating flap at the most energetic site. This was to be expected, as the compared devices differ a lot in terms of size and working principle. It illustrates well the wide diversity of wave energy converters that are currently being developed. However, as soon as the absorbed energy was considered relative to dimension-related parameters, the differences were found to be much smaller.
- The average capture width ratio varies only weakly between different sites. Therefore this measure could be used to make rough estimates of the energy absorption for any device placed at a given site.
- The annual absorbed energy per characteristic mass was found to be in the order of 1 MWh/tonne, whatever the device.
- The annual absorbed energy per characteristic surface area was found to be typically about 1 MWh/m², with exception for the

Table 2
Effect of limiting the instantaneous power or the mean rated power on the mean annual power absorption for some of the considered devices.

Device	Maximum PTO power (kW)	Rated power (kW)	Mean annual output power
Small bottom-referenced heaving buoy	None	None	2.4
	20	None	2.36
	None	None	22.
Bottom-referenced submerged heaving buoy	200	None	21.7
	400	None	21.7
	None	100	22
	None	200	22
Floating two-body heaving converter	None	None	191
	1000	None	159
	2000	None	182
	None	1000	191
Bottom-fixed heave-buoy array	None	None	280
	2000	None	246
	4000	None	275
	None	600	240
	None	1200	269
Bottom-fixed oscillating flap	None	None	280
	2000	None	246
	4000	None	275
	None	1000	240
	None	2000	269
Floating three-body oscillating flap device	None	None	219
	1000	None	200
	2000	None	216
	None	1000	214

bottom-fixed oscillating flap which gives in the order of 2 MWh/m².

- The annual absorbed energy per RMS of PTO force was found to be typically about 2 MWh/kN, whatever the device.
- By limiting the maximum PTO power (respectively the rated power) to 20 times (respectively 5 times) the mean absorbed power, one would not significantly decrease the mean output power in comparison to larger power ratings.

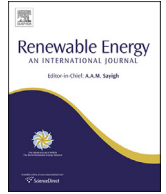
We believe that the performance measures that were estimated in this study directly reflects the main cost drivers for a wave energy converter. The study has shown that each of them are quite similar for different devices, despite very different working principles. The presented values for these performance measures may be taken as criteria for required performance in order for a technology to be interesting, and can hopefully help to bring down the cost of wave energy.

Acknowledgements

This research was carried out as part of the Statkraft Ocean Energy Research Program, sponsored by Statkraft (www.statkraft.no), and in collaboration between Ecole Centrale de Nantes (ECN), the Centre for Ships and Ocean Structures (CeSOS) at NTNU and Statkraft. The financial support is gratefully acknowledged. Thanks also go to all the developers and associates who have shared information and discussed the results with us: namely Halvar Gravrákmo from Uppsala University, Thomas Soulard and Jochem Weber from Wavebob, Julius Espedal from Langlee and Øyvind Rogne from NTNU, Morten Kramer from DTU and Enrique Vidal Sanchez from Wavestar, Marco Alves from the Wave Energy Centre, Giovanni Mattarolo and Marc Andreewsky from EDF and Arnaud Vazeille from EDF EN, and Nils Myklebust from Pontoon Power Converter. Finally, Aurélien Babarit would also like to thank CeSOS for hosting him during the realisation of this study.

References

- [1] Falcao AF de O. Wave energy utilization: a review of technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2009;14(3):899–918.
- [2] Meyer NI, McDonal Arnskov M, Vad Bennetzen CE, Burcharth HF, Bungler J, Jacobsen V, et al. Bølgekraftprogram, Afslutningsrapport, RAMBØLL, Teknikerbyen 31, 2830 Virum, Denmark; 2002.
- [3] Previsic M, Bedard R, Hagerman G. E2I EPRI assessment, offshore wave energy conversion devices. Electricity Innovation Institute; 2004. Technical report E2I EPRI WP - 004 - US - Rev 1.
- [4] Mulligan RF. A simple model for estimating newbuilding costs. *Maritime Economics & Logistics* 2008;10:310–21.
- [5] Babarit A, Hals J, Muliawan M, Kurniawan A, Moan T, Krokstad J. Numerical estimation of energy delivery from a selection of wave energy converters – final report. Ecole Centrale de Nantes & Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet; 2011.
- [6] Masuda Y, Kimura H, Liang X, Gao X, Mogensen RM, Anderson T. Regarding BBDB wave power generating plant. In: Proc. of the 2nd European wave power Conference; 1996. p. 1–3.
- [7] Nielsen K, Pontes T. Generic and site related wave data; 2010. Final technical report, OES-IEA Document No: T02–1.1.
- [8] Young R. Wind generated ocean waves. 1st ed. Amsterdam: Elsevier; 1999.
- [9] Folley M, Whittaker T. Analysis of the nearshore wave energy resource. *Renewable Energy* 2009;34:1709–15.
- [10] Evans DV. Hydrodynamics of ocean wave-energy utilization. *Lutarn Symposium Lisbon/Portugal*; 1985.
- [11] Pizer D. Numerical prediction of the performance of a Solo Duck. University of Edinburgh; 1992. Technical report.
- [12] Payne GS, Taylor JRM, Bruce T, Parkin P. Assessment of boundary-element method for modelling a free-floating sloped wave energy device. Part 2: experimental validation. *Ocean Engineering* 2008;35:342–57.
- [13] Durand M, Babarit A, Pettinotti B, Quillard O, Toularastel JL, Clément AH. Experimental validation of the performances of the SEAREV wave energy converter with real time latching control. In: Proc. of the 7th European wave and tidal energy conference; 2007. Porto, Portugal.
- [14] Folley M, Whittaker TWT, van't Hoff J. The design of small seabed-mounted bottom-hinged wave energy converters. In: Proc. of the 7th European wave and tidal energy conference; 2007. Porto, Portugal.
- [15] Kerbirou M, Prevosto M, Maisondieu C, Babarit A, Clément AH. Influence of an improved sea-state description on a wave energy converter production. In: Proc. of the 26th international conference on offshore mechanics and arctic engineering; 2007. San Diego, California.
- [16] Molin B. Hydrodynamique des Structures Offshore, Guides Pratiques sur les Ouvrages en Mer, Technip; 2002.
- [17] Hals J, Bjarte-Larsson T, Falnes J. Optimum reactive control and control by latching of a wave-absorbing semisubmerged heaving sphere. In: Proc. of the 21st offshore mechanics and arctic engineering conference; 2002. p. 1–9.
- [18] WAMIT Version 6.3 User Manual, <http://www.wamit.com>; 2006.
- [19] Delhommeau G. Seakeeping codes aquadyn and aquaplus. In: Proc. of the 19th WEGEMT school, numerical simulation of hydrodynamics: ships and offshore structures; 1993.
- [20] Morison JR, O'Brien MP, Johnson JW, Schaaf SA. The forces exerted by surface waves on piles. *Petroleum Transactions of AIME* 1950;189:149–57.
- [21] Henderson R. Design, simulation and testing of a novel hydraulic power take-off system for the pelamis wave energy converter. *Renewable Energy* 2006;31(2):271–83.
- [22] Eriksson M. Modelling and experimental verification of direct drive wave energy conversion - Buoy - generator dynamics, PhD thesis, Uppsala Universitet; 2007.
- [23] Ruellan M, Ben Ahmed H, Multon B, Josset C, Babarit A, Clément AH. Design methodology for a SEAREV wave energy converter. *IEEE Transactions on Energy Conversion* 2010;25(3):760–7.
- [24] Suzuki M. Design method of guide vane for wells turbine. *Journal of Thermal Science* 2006;15:126–31.
- [25] Budal K, Falnes J, Hals T, Iversen LC, Onshus T. Model experiment with a phase controlled point absorber. In: Stephens HS, Stapleton CA, editors. Proceedings of second international symposium on wave and tidal energy. Cambridge, UK: ISBN 0-906085-43-9, pages 191–206; September 1981. p. 23–5. BHRA Fluid Engineering (Cranford, Bedford).
- [26] Duclos G, Babarit A, Clément AH. Power take off damping optimisation with regard to wave climate. *ASME Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* 2006;128(1):56–64.
- [27] Babarit A, Guglielmi M, Clément AH. Declutching control of a wave energy converter. *Ocean Engineering* 2009;36(12–13):1015–24.
- [28] Falcao F de O. Phase control through load control of oscillating-body wave energy converter with hydraulic PTO system. *Ocean Engineering* 2008;35(3–4):358–66.
- [29] Cretel J, Lewis AW, Lightbody G, Thomas GP. An application of model predictive control to a wave energy point absorber. In: Proc. of the IFAC conference on control methodologies and technology for energy efficiency; 2010.
- [30] Hals J, Falnes J, Moan T. A comparison of selected strategies for adaptive control of wave energy converters. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering* August 2011;133(3). doi:10.1115/1.4002735. 031101.
- [31] Blondel E, Bonnefoy F, Ferrant P. Deterministic non-linear wave prediction using probe data. *Ocean Engineering* 2010;37(10):913–26.
- [32] Muliawan M, Gao Z, Moan T, Babarit A. Analysis of a two-body floating wave energy converter with particular focus on the effect of mooring system on energy capture. In: Proc. of the 30th international conference on ocean, offshore, and arctic engineering; 2011.
- [33] Vicente PC, Falcao AF de O, Justino PAP. Slack-chain mooring configuration analysis of a floating wave energy converter. In: Proc. of the 26th international workshop on water waves and floating bodies; 2011.
- [34] Mouwen F. Presentation on wave bob to engineers Ireland. Downloaded from, www.engineersireland.ie; December, 9th, 2008. the 10th of September 2010.
- [35] Kramer M. Info for Babarit - wave star C5, technical note; 2011.
- [36] De Backer G, Vantorre M, Beels C, De Rouck D, Frigaard P. Power absorption by the Langlee wave energy converter. In: Proc. of the 20th international offshore and polar engineering conference; June 20–25, 2010. Beijing, China.
- [37] Henry A, Doherty K, Cameron L, Whittaker T, Doherty R. Advances in the design of the Oyster wave energy converter. In: Proc. of the royal institution of naval architect s marine and offshore renewable energy conference; 2010. London, UK.
- [38] Marintek. SIMO user manual program version 3.6; August 2008.
- [39] DNV. HydroD user manual program version 1.1; January 2004.
- [40] De Backer G, Vantorre M, Beels C, De Rouck D, Frigaard P. Power absorption by closely spaced point absorbers in constrained conditions. *IET Renewable Power Generation* 2010;4(6):579–91.
- [41] Salter SH, Taylor JRM, Caldwell NJ. Power conversion mechanisms for wave energy. In: Proc. of the institution of mechanical engineers. Part M - Journal of Engineering for the Maritime Environment, 216; 2002. p. 1–27.
- [42] Aubry J, Bydlowski P, Multon B, Ben Ahmed H, Borgarino B. Energy storage system for smoothing power generation of direct wave energy converters. In: Proc. of the 3rd international conference on ocean energy; 2010. 6 October, Bilbao, Spain.



Corrigendum

Corrigendum to “Numerical benchmarking study of a selection of wave energy converters” [Renew Energy 41 (2012) 44–63]



A. Babarit ^{a,*}, J. Hals ^b, M.J. Muliawan ^b, A. Kurniawan ^b, T. Moan ^b, J. Krokstad ^c

^a Laboratoire de Mécanique des Fluides, Ecole Centrale de Nantes, 1 rue de la Noe, 44300 Nantes Cedex 3, France

^b Centre for Ships and Ocean Structures, Norges Teknisk-Naturvitenskapelige Universitet, Otto Nielsens v. 10, 7491 Trondheim, Norway

^c Statkraft, PO Box 200, Lilleaker, 0216 Oslo, Norway

The authors regret that there was an error in the numerical results of the floating oscillating water column (F-OWC). The error was due to incorrect dimensionalisation of the free-surface velocities for the radiation problem. These velocities are required to evaluate the radiation coupling terms in the equations of motion of the F-OWC, and therefore affect the absorbed power of the device.

The corrected Figs. 19 and 21 are shown below. Correspondingly, under section 4.2, the following corrections are made:

- For the absorbed energy per characteristic surface area, the ratio of the maximum to the minimum is about 6, instead of 4.
- If the particular case of the bottom-fixed oscillating flap is excluded, the ratio of the maximum to the minimum is about 3, instead of 1.3.

The conclusion of the paper, however, remains unchanged.

DOI of original article: <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2011.10.002>.

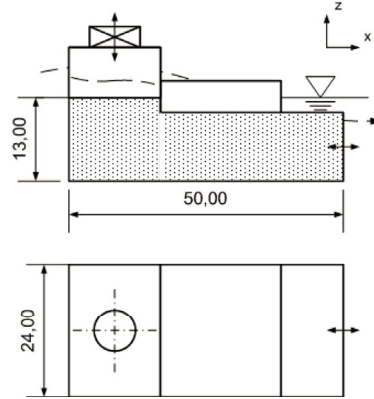
* Corresponding author.

E-mail address: aurelien.babarit@ec-nantes.fr (A. Babarit).

8. Floating oscillating water column (F-OWC)

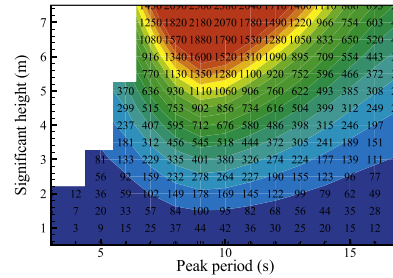
Working principle

This device is a particular type of OWC device known as the backward bent duct buoy (BBDB). It has a single air chamber and is free to move in six degrees of freedom. The water column inlet is on the downstream side of the device. The hull is constructed of thin steel walls enclosing the water column. The power conversion is provided by means of an air turbine connected to an electric generator. The motion of the water column relative to the OWC body creates oscillating pressure in the chamber and air flow through the turbine.



Main dimensions and parameters Power matrix

Property	Value	Unit
Length	50.	m
Width	24.	m
Draft	13.	m
PTO model	Linear	
Char. surface area	6500	m ²
Characteristic mass	1800	Mg
Water depth	Deep	m



Power matrix

Estimates of performance measures

Site	SEMREV	EMEC	Yeu	Lisbon	Belmullet
Annual mean absorbed power (kW)	82.	168.	224.	219.	440.
Capture width ratio (%)	23	32.	35.	24.	22.
Absorbed energy per characteristic mass (kWh/kg)	0.4	0.8	1.1	1.1	2.1
Absorbed energy per surface area (MWh/m ²)	0.11	0.22	0.30	0.29	0.59
Absorbed energy per RMS of PTO force (kWh/N)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

Capture width ratio is here defined as the ratio of capture width and the width of the barge. The uncertainty of the annual mean absorbed power is estimated to be in the range of [-25,+25 %].

Fig. 19. Summary sheet for the floating oscillating water column (F-OWC).

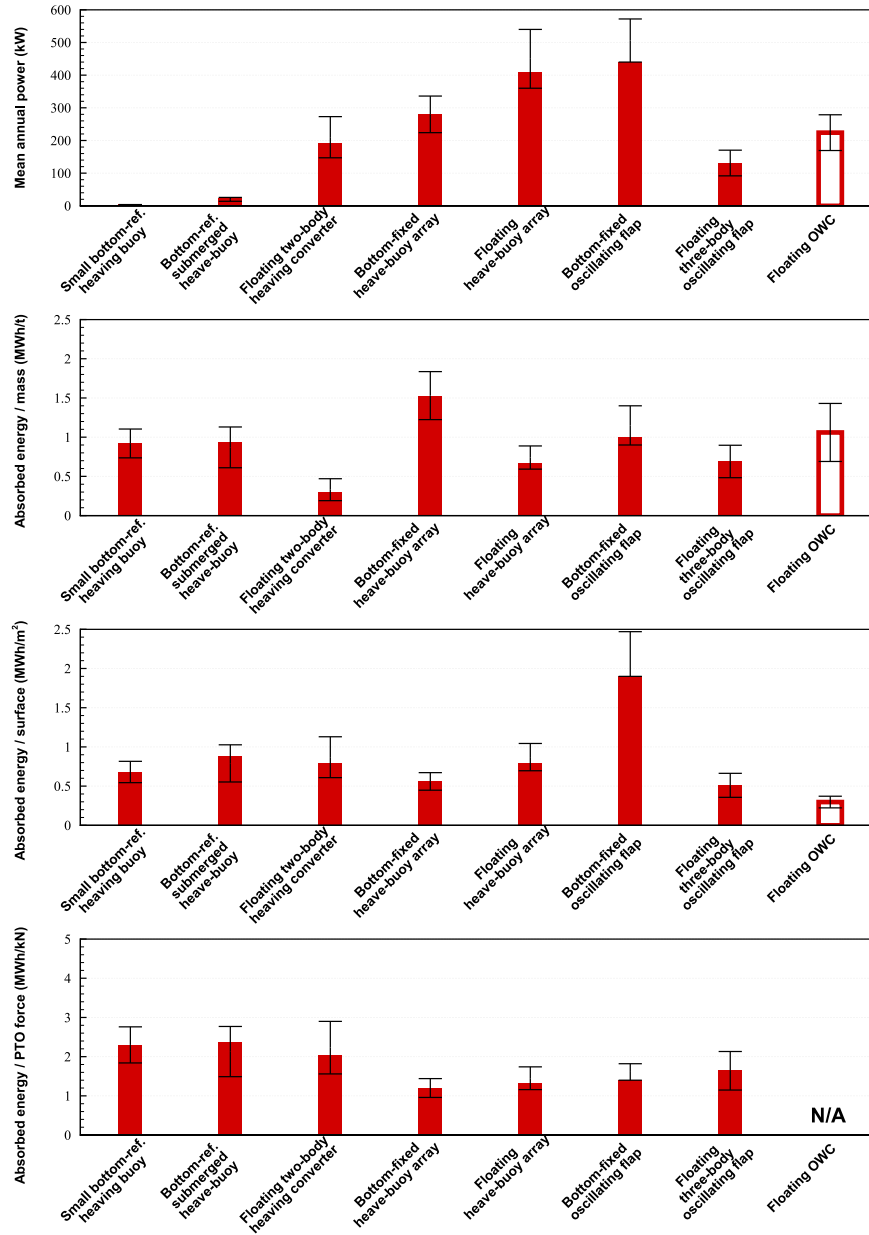


Fig. 21. Comparison of performance measures for the eight considered de-vices. The calculations were made using wave statistics for the Yeu site. Filled red bars indicate that the computation was made using time domain models, whereas the unfilled bars indicate solution in the frequency domain. (For interpretation of the references to colour in this figure legend, the reader is referred to the web version of this article.)

The authors would like to thank Diana Bull from Sandia National Laboratories, who notified the authors about a correction on the WAMIT manual which was made post publication of the paper regarding the dimensionalisation of the free-surface velocities [1].

Reference

[1] User manual WAMIT version 7.0: list of updates and revisions. 2013. http://wamit.com/manualupdate/updatelist_rev10.pdf [Online; accessed 1 May 2014]. See updates dated 22 March 2012.

Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves

A. Babarit, A.H. Clément*

Laboratoire de Mécanique des Fluides (CNRS UMR6598), Ecole Centrale de Nantes, 1 Rue de la Noë B.P 92101 44321 Nantes Cedex 3, France

Received 16 January 2006; accepted 26 May 2006

Available online 20 July 2006

Abstract

This paper describes two methods which can be used to assess the benefit that latching control can bring to the efficiency of wave energy converters. The first method is based on the analytical solution of the equation of motion of the Wave Energy Converter (WEC) in the time domain, using matrix exponentials; it can be used to compute the optimal latching delay. The second one derives from optimal command theory; it is based on a hamiltonian formulation and Pontryagin's maximum principle. A weak modelling is used to describe latching control prior to applying the optimal command theory. These methods are applied to two different WECs. The first one is a generic one degree of freedom wave energy converter, an heaving buoy, and the second one is the four degrees of freedom wave energy converter called SEAREV. It is shown that latching control based on optimal command theory applied to this weak formulation is not fully optimal in regular waves. However, it can be used to generate optimally controlled time domain sequences of the WEC motions in a random sea, and so it provides an answer to the question: what is the maximum benefit latching control could bring to my wave energy device in a random sea?

© 2006 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Wave energy; Latching control; Random sea; Optimal command; Pontryagin

0. Introduction

Most of first generation wave energy converters were based on the Oscillating Water Column (OWC) principle, and they were installed onshore, as the LIMPET [4] or the Pico's island plant. They had the great interest of demonstrating the technical feasibility of wave energy to people who, at that time, were not convinced about, or simply not aware of this renewable energy source.

After this first generation, WEC developers have moved their project offshore and the current second generation of devices is most often planned to be installed in the nearshore area (some km offshore, in less than 50 m water depth) where they avoid the principal drawbacks of the first generation: decrease of energy resource when waves approach the shore, low social acceptability of such plants built in sensible, and sometimes protected, littoral areas. Some of these WECs are composed of one or more coupled wave activated bodies. Among these

devices, the so-called "point absorbers" sub-family have rather light displacement and small dimensions in comparison with the wavelength.

Basically, point absorbers are mechanical oscillators, performing better as the wave frequency approaches their natural frequency. But, as the sea surface features a continuous frequency wave spectrum, the efficiency of these devices may fall in real broad banded sea states. One of the possible means to counteract this loss is to equip the device with an active controller, able to adapt its response to the excitation.

In the early 80's, Budal and Falnes [6] showed that for point absorbers, one condition for maximising the energy production is to keep the velocity in phase with the excitation force. So they introduced a phase control, or *latching control*, in order to achieve this condition on their heaving buoy wave energy converter. Latching control consists in locking the motion of the body at the very moment when its velocity vanishes at the end of one oscillation, and waiting for the most favorable situation to release the body. The determination of the duration during which the system remains locked is the problem to be solved. One of the advantage of latching control is that it is passive,

* Corresponding author. Tel.: +33 2 40 37 25 26; fax: +33 2 40 37 25 23.
E-mail address: Alain.Clement@ec-nantes.fr (A.H. Clément).

which means that it doesn't need to deliver energy to the device while it is engaged, since the forces do no work as long as the velocity vanishes.

Many studies have been done on latching control, most of them dealing with single degree of freedom systems like heaving buoy wave energy converters. In regular waves, when the wave period is longer than the natural period of the device, using half the difference between the wave period and the natural period of the device as the latching duration is quite a good approximation of the latching delay and gives good results [17]. In a random sea, Budal et al. [7] applied this method experimentally by coupling it with a Kalman filter to compute the instantaneous period of the wave. The results reported in this last paper were promising and the authors were expecting a factor 5 between the energy production with and without control. However, cost estimations showed that the project was too expensive and no full scale demonstrator has been built.

Then, latching control has been studied more theoretically. Using a heaving buoy, Greenhow and White [14] made a study on the relation between the latching duration and the absorbed power and showed that there exists a solution for the controlled motion where the period of the system response is three times the period of the wave. With the same device, Eidsmoen [12] made numerical simulations in a random sea on a site in Norway, using the latching duration to set the velocity in phase with the excitation force. He showed that latching control was able to multiply by three the energy production. By using other strategies of latching, we have found similar results which have been reported in [2].

In [16], Hoskin et al. applied the method of optimal command to determine the best latching duration for an oscillating water column and for a heaving buoy device. The efficiency improvement in a random sea was shown to be about 800% in this study. Korde [19] has used this method to study a device featuring an embarked reference (i.e. a moving mass on a floating body). It seems that he was the first to study a device with more than one degree of freedom.

The aim of the present study is to describe two methods which can be used to assess the benefit that latching control can bring to the efficiency of wave energy converters. A major interest of these methods is that they can deal with devices with more than one degree of freedom, provided the equations of motion are written under a state form, in regular and irregular waves. They were validated by re-deriving numerically some well know analytical results about latching control. These methods are then applied to the four degrees of freedom SEAREV wave energy converter and they show the benefit that it can bring to the system in irregular waves.

1. Semi analytical method

1.1. Formulation

Let \mathbf{X} be the state vector of the considered wave energy converter. We assume in this section that the incident wave is

regular. The equation of free motion of the body is written under a linear state equation:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \Re(\mathbf{B}e^{i(\omega t + \varphi_0)}) \quad (1)$$

with $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$, $\mathbf{B} \in \mathbb{C}^n$ and φ_0 is the phase of the excitation force at $t = 0$.

Given an initial condition $X(t = t_i) = X_i$, the general solution of this equation in the time domain can be expressed in term of matrix exponentials¹ [18].

$$\begin{aligned} \mathbf{X}(t) = & \exp(\mathbf{A}(t - t_i)) \cdot \mathbf{X}_i + \Re((\mathbf{I}e^{i\omega(t-t_i)} - \exp(\mathbf{A}(t - t_i))) \\ & \times (i\omega\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B}e^{i(\omega t_i + \varphi_0)}). \end{aligned} \quad (2)$$

During the periods of time when latching control is applied, the equations of motion have the same structure, but with different matrix coefficients:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}'\mathbf{X} + \Re(\mathbf{B}'e^{i(\omega t + \varphi_0)}) \quad (3)$$

with $\mathbf{A}' \in \mathbb{R}^{n \times n}$ and $\mathbf{B}' \in \mathbb{C}^n$. The general solution of this last equation is obviously the same as Eq. (2) when substituting \mathbf{A}' and \mathbf{B}' to \mathbf{A} and \mathbf{B} (resp.). By doing so, the global system, originally linear, becomes what is sometimes referred to as *piecewise-linear* system. It keeps some properties of linearity like: $\alpha * input \rightarrow \alpha * output$, but, applying time variation to its structure, it will acquire some non-linear dynamical behaviour like multi-harmonic response to harmonic excitation, as shown in [3].

The excitation force being regular, we are looking for a periodic steady state solution for the established controlled motion, after all transients have died. Set the origin of time $t = 0$ at an instant when the velocity of the controlled motion vanishes, see Fig. 1. No assumption being made on the phase of the excitation force, φ_0 can take at that time any value between 0 and 2π . Applying latching control consists in locking the motion in position during an optimal duration t_0 , and then releasing it till its velocity vanishes again at a time $t = t_1$. The problem is to determine the optimal duration of t_0 , maximizing the response amplitude, or any other criterion such as energy recovered during a period.

As we want the motion to be periodic, the final state of the device at $t = t_1$ must be equal to the negation of the initial condition:

$$\mathbf{X}(t = 0) = -\mathbf{X}(t = t_1) \quad (4)$$

and the excitation force must also be equal to its reflection:

$$\Re(\mathbf{B}e^{i(\omega t_1 + \varphi_0)}) = -\Re(\mathbf{B}e^{i\varphi_0}). \quad (5)$$

From this last equation, we get:

$$\begin{aligned} e^{i\omega t_1} &= -1 \\ \omega t_1 &= \pi + 2k\pi, \quad k \in \mathbb{N} \\ t_1 &= \left(k + \frac{1}{2}\right) \frac{2\pi}{\omega}. \end{aligned} \quad (6)$$

¹ $\exp(\mathbf{A}t) = \sum_{k=0}^{+\infty} \frac{\mathbf{A}^k}{k!} t^k$.

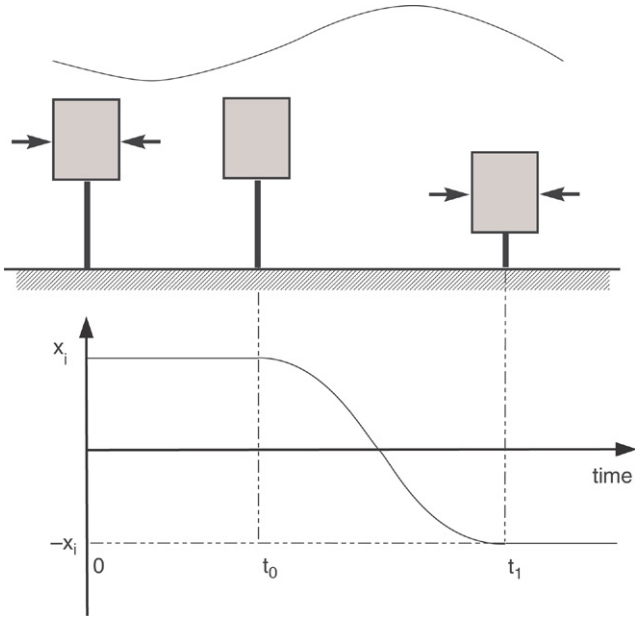


Fig. 1. Latching control: definitions.

This shows that, under these constraints of periodicity, the ratio between the period of the controlled motion and the period of the wave must necessarily be odd. From this equation, we see that solutions may exist for the controlled motion whose period would be either equal to the incident wave period, either three times, or five times or more the incident wave period.

When $t = t_0$, from Eqs. (1) and (2), we get:

$$\mathbf{X}(t = 0) = \mathbf{X}_0 = \exp(\mathbf{A}'t_0)\mathbf{X}_i + \Re((\mathbf{I}e^{i\omega t_0} - \exp(\mathbf{A}'t_0))(i\omega\mathbf{I} - \mathbf{A}')^{-1}\mathbf{B}'e^{i\varphi_0}). \quad (7)$$

When $t = t_1$, from Eqs. (4), (3) and (2), we get:

$$\mathbf{X}(t = t_1) = -\mathbf{X}_i = \exp(\mathbf{A}(t_1 - t_0)) \cdot \mathbf{X}_0 + \Re((\mathbf{I}e^{i\omega(t_1 - t_0)} - \exp(\mathbf{A}(t_1 - t_0))) \times (i\omega\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B}e^{i(\omega t_0 + \varphi_0)}). \quad (8)$$

Using these two equations, with $\Delta = t_1 - t_0$, we get for \mathbf{X}_i :

$$\begin{aligned} \mathbf{X}_i = & -(\mathbf{I} + \exp(\mathbf{A}\Delta)\exp(\mathbf{A}'t_0))^{-1} \\ & \times \Re \left(\left(\begin{array}{l} \exp(\mathbf{A}\Delta)(\mathbf{I} - \exp(\mathbf{A}'t_0)e^{-i\omega t_0})(i\omega\mathbf{I} - \mathbf{A}')^{-1}\mathbf{B}' \\ + (\mathbf{I}e^{i\omega\Delta} - \exp(\mathbf{A}\Delta))(i\omega\mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1}\mathbf{B} \end{array} \right) \right. \\ & \left. \times e^{i(\omega t_0 + \varphi_0)} \right). \quad (9) \end{aligned}$$

Let j be the field of the vector \mathbf{X}_i which corresponds to the velocity of the controlled motion. As we assumed that latching control is applied when $t = 0$, the variables φ_0 , t_0 , Δ of the problem have to be such that:

$$X_{i,j} = 0. \quad (10)$$

Given the coefficients of all the system matrices, this equation is then solved numerically. First, we set a value for k , which means that we choose the period of the controlled motion in response to wave harmonic excitation. For any value of φ_0 in $[0, \pi]$, one can compute all the values of t_0 in $[0, (k + \frac{1}{2})\frac{2\pi}{\omega}]$

satisfying Eq. (10). By repeating this for other values of the phase φ_0 , one determine all the couples (φ_0, t_0) which fulfill Eq. (10) for the given k . Then, we can determine among them the solution which maximises a given criteria, which may be the resulting motion amplitude, or the absorbed power, or whatever.

1.2. Application to a one degree of freedom wave energy converter

We will focus here on the control of a generic point absorber device with a single degree of freedom (DoF). Namely, we will consider a submerged vertical cylinder constrained to move in heave motion only, under the action of wave excitation forces.

1.2.1. Equations of motion

Free motion. The body oscillates vertically under the action of: excitation forces, wave radiation forces, restoring forces idealized here as a single spring of stiffness k , and a damping force proportional to the velocity (with damping coefficient B) supposed to model the action of the external Power Take Off (PTO) mechanism. The vertical motion around the equilibrium position will be denoted by $\zeta(t)$. A linear approach is adopted herein for modelling the hydrodynamics, in such a way that the behaviour of the body in waves is governed by the following integro-differential equation

$$(M + \mu_\infty)\ddot{\zeta} + \int_0^t \dot{\zeta}(\tau)K(t - \tau)d\tau + B\dot{\zeta} + k\zeta = F_{ex}(t) \quad (11)$$

which is the so called Cummins' decomposition [9] of the radiation forces into an instantaneous added mass term $\mu_\infty\ddot{\zeta}$ and a memory term expressed by a convolution product $\int_0^t \dot{\zeta}(\tau)K(t - \tau)d\tau$. The kernel K of this integral, generally named the impulse response function or sometimes the retardation function, depends essentially on the shape of the body. It can be computed directly in the time domain by using seakeeping dedicated BEM codes like ACHIL3D [8], TIMIT, ... It can also be deduced by a Fourier transform of the frequency domain hydrodynamic coefficients (added mass and damping coefficients) [9] for which computer codes like WAMIT [1], DIODORE, AQUADYN [10], ... can be used.

Identification of the memory term of the radiation force. Once the impulse response function K has been determined, it can be further approximated by a sum of exponential functions by using Prony's method as described in [11]. By this method, one can compute the coefficients $(\alpha_i, \beta_i) \in \mathbb{C}^2$ leading to the following series approximation of K :

$$K(t) \simeq \sum_{i=1}^N \alpha_i e^{\beta_i t}. \quad (12)$$

Let us denote by $I(t)$ the convolution term of (11):

$$I(t) = \int_0^t \dot{\zeta}(\tau)K(t - \tau)d\tau. \quad (13)$$

Using Eq. (12), one can re write I as a sum:

$$I(t) = \sum_{i=1}^N I_i(t) \quad (14)$$

with:

$$I_i = \int_0^t \dot{\zeta}(\tau) \alpha_i e^{\beta_i(t-\tau)} d\tau. \quad (15)$$

By differentiating this last equation, one can show immediately that the I_i are solutions of the ordinary differential equations:

$$\dot{I}_i = \beta_i I_i + \alpha_i \dot{\zeta}. \quad (16)$$

or, formulated as a real ODE on the real and imaginary parts:

$$\dot{I}_i^R(t) = \beta_i^R I_i^R(t) - \beta_i^I I_i^I(t) + \alpha_i^R \dot{\zeta}(t) \quad (17)$$

$$\dot{I}_i^I(t) = \beta_i^R I_i^I(t) + \beta_i^I I_i^R(t) + \alpha_i^I \dot{\zeta}(t). \quad (18)$$

Now, using these new wave radiation states I_i , the general equation of motion (11) can be reformulated as a purely differential state equation:

$$\begin{cases} (M + \mu_\infty) \ddot{\zeta}(t) + \sum_{i=1}^N I_i^R(t) + B \dot{\zeta}(t) + k \zeta(t) \\ = |F_{ex}| \cos(\omega t + \varphi_0 + \varphi_{ex}) \\ \dot{I}_i^R(t) = \beta_i^R I_i^R(t) - \beta_i^I I_i^I(t) + \alpha_i^R \dot{\zeta}(t) \\ \dot{I}_i^I(t) = \beta_i^R I_i^I(t) + \beta_i^I I_i^R(t) + \alpha_i^I \dot{\zeta}(t). \end{cases} \quad (19)$$

State equation. Let us define an extended state vector $\mathbf{X} = [\zeta \ \dot{\zeta} \ I_1^R \ I_1^I \ \dots \ I_N^R \ I_N^I]^T$ incorporating the additional wave radiation states I_i . The motion equation can now be written under the matrix form:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A} \mathbf{X} + \mathfrak{R}(\mathbf{B} e^{i(\omega t + \varphi_0)}) \quad (20)$$

with:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -\frac{k}{M + \mu_\infty} & -\frac{B}{M + \mu_\infty} & -\frac{1}{M + \mu_\infty} & 0 & \dots & -\frac{1}{M + \mu_\infty} & 0 \\ 0 & \alpha_1^R & \beta_1^R & -\beta_1^I & \dots & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_1^I & \beta_1^I & \beta_1^R & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & \alpha_N^R & 0 & 0 & \dots & \beta_N^R & -\beta_N^I \\ 0 & \alpha_N^I & 0 & 0 & \dots & \beta_N^I & \beta_N^R \end{pmatrix} \quad (21)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{|F_{ex}|}{M + \mu_\infty} e^{i\varphi_{ex}} \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (22)$$

This illustrates the interest in identifying the memory term of the radiation force by the above method. The replacement

of the memory term by additional states I_i has allowed us to re-write the equation of motion under a linear state form, which is a prerequisite to applying the analytical method described in the first section. Now, with the motion equation under the state equation form of Eq. (20), we can apply the method, which was not possible with the integro-differential form (11) of the same equation.

Latched motion. When latching control is applied, an additional force must be introduced in the dynamic of the device to cancel the acceleration of the controlled motion. Moreover, latching control is applied when the velocity vanishes, so during the locking phase, the equation of motion becomes:

$$\begin{cases} \dot{\zeta}(t) = 0 \\ \ddot{\zeta}(t) = 0 \\ \dot{I}_i^R(t) = \beta_i^R I_i^R(t) - \beta_i^I I_i^I(t) \\ \dot{I}_i^I(t) = \beta_i^R I_i^I(t) + \beta_i^I I_i^R(t). \end{cases} \quad (23)$$

Note that, because they describe the wave-body interaction including the memory effect, there is no reason for the I_i to vanish during this phase.

Using the same state vector \mathbf{X} as above, the state equation of the system during latching is:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}' \mathbf{X} + \mathfrak{R}(\mathbf{B}' e^{i(\omega t + \varphi_0)}) \quad (24)$$

with:

$$\mathbf{A}' = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_1^R & -\beta_1^I & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_1^I & \beta_1^R & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \beta_N^R & -\beta_N^I \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & \beta_N^I & \beta_N^R \end{pmatrix} \quad (25)$$

$$\mathbf{B}' = \mathbf{0}. \quad (26)$$

1.2.2. Results

We considered as a wave energy converter a submerged vertical axis cylinder whose radius is 5 m, which is 20 m high, which is submerged 10 m under the free surface at rest, and weighing 314 ton. Its natural period is equal to 10 s.

Eq. (10) has been solved numerically using MATLAB toolboxes. We have computed the latching delay which has to be applied in order to maximise the response amplitude of the body. Fig. 2 shows a time domain simulation of the motion of the body with and without control. The period of the incident wave is 15 s and the amplitude 1 m. From the top to the bottom, the curves show the vertical motion, the velocity and the excitation force. One can see that the amplitude of the motion is multiplied by a factor of about 10 when latching control is applied. On the velocities graph, one can observe that the velocity is in phase with the excitation force when latching

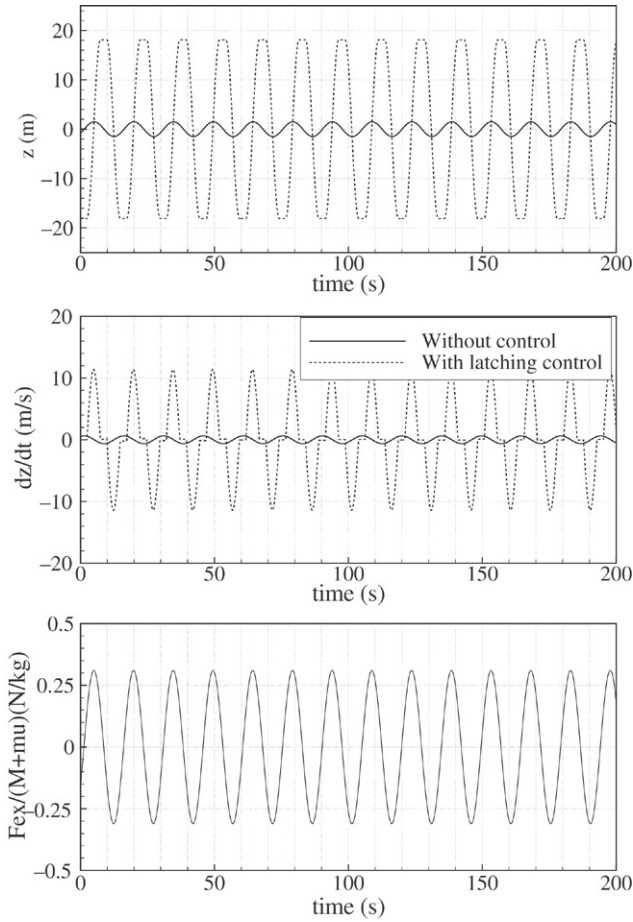


Fig. 2. Time domain simulations of the motion of a generic wave energy converter with and without latching control.

control is applied. Note that, since the early work of Budal and Falnes [6], this property has always been used as the criterion to calculate latching control. Here the same value of the delay has been found by the alternative semi-analytical method presented in the previous section. This fit seems to validate our approach.

On Fig. 3, we have plotted the amplitude of the motion as a function of the circular frequency of the incident wave for three different cases. One computation is done without control, one is done setting the parameter k to $k = 0$, which means that the period of the motion is equal to the period of the wave, and the last one with $k = 1$, meaning that the period of the body response is equal to three times the wave period. Computation of the latching duration is done using the semi-analytical method described above, the criterion used here being: maximisation of response amplitude.

On this figure, one can appreciate the benefit brought by latching control. When $\omega < \omega_0$, the motion is amplified whatever the parameter k . When $\omega > \omega_0$, there is no controlled solution with $k = 0$. Indeed, the controlled motion is roughly a succession of latched periods t_0 and ramps of motions whose duration is about $\frac{\pi}{\omega_0}$, half the natural period of the device. So one can understand that the period of the wave has to be larger than the natural period of the device in order to find solutions for the controlled motion whose period is equal to the period of

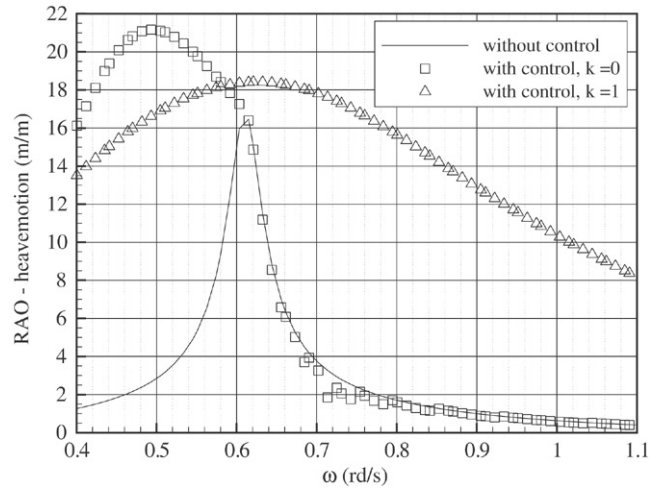


Fig. 3. Response of a generic wave energy converter with and without control in regular waves.

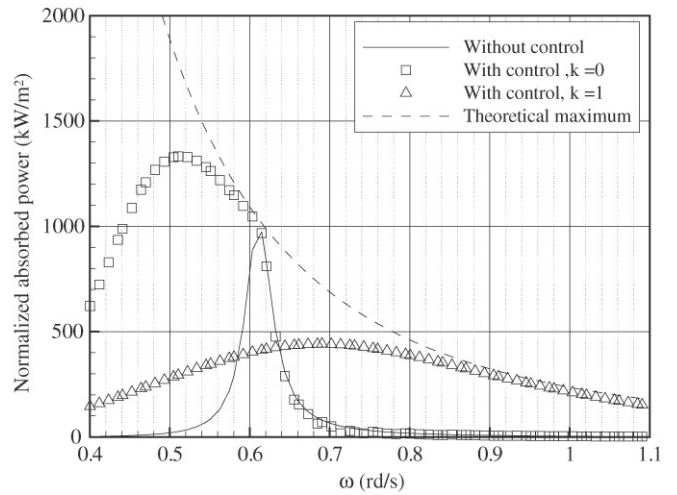


Fig. 4. Power function of a generic wave energy converter in regular waves, without control, with latching and response at wave period ($k = 0$), with latching and response at triple wave period ($k = 1$).

the wave. With period tripling ($k = 1$), one can find solutions for the controlled motion while $\omega < 3\omega_0$. More generally, solutions for the controlled motion exist with a given k while $\omega < (2k + 1)\omega_0$.

Fig. 4 shows the power absorbed by the device, with and without, with $k = 0$ and with $k = 1$. We have also plotted on this figure the theoretical maximum for power absorption by an axisymmetrical body, which, according to Evans [13], is equal to

$$P = \frac{\rho g^3}{4\omega^3}. \quad (27)$$

One can see here that latching control is highly profitable for such a wave energy converter. When the wave frequency is lower than the natural frequency of the device, the best choice for k is $k = 0$ (i.e: period_out = period_in). With $k = 1$ (i.e: period_out = 3*period_in), the benefit brought by the motion amplification is reduced by integrating over a full cycle during

which a long period is not productive due to zero velocity. When wave frequency is higher than the natural frequency, control with $k = 1$ allows one to convert a large amount of the power, with the period of the motion equal to three times the period of the wave.

Latching control furthermore allows to considerably enlarge the bandwidth of this device. However, the above method of determination of the optimal latching delay cannot be used in random waves, and direct time domain algorithms have to be developed. For this specific one degree of freedom wave energy converter, such direct approaches have been reported in [3].

1.2.3. Equal ending ramps

An alternative for latching control which is not often looked at in the literature [3] is to consider equal ending ramps instead of opposite ending ramps. It means that, in regular waves, we will lock the body when is back at its initial position.

We will keep here the same notations and methodology as in Section 1.1, but now we shall impose the final position of the device to be equal to its initial position, rather than opposite:

$$\mathbf{X}(t = 0) = \mathbf{X}(t = t_1) \quad (28)$$

and the excitation force to be equal to its initial value too:

$$\Re(\mathbf{B}e^{i(\omega t_1 + \varphi_0)}) = \Re(\mathbf{B}e^{i\varphi_0}). \quad (29)$$

From this last equation, we get:

$$\begin{aligned} e^{i\omega t_1} &= 1 \\ \omega t_1 &= 2k\pi, \quad k \in \mathbb{N}. \end{aligned} \quad (30)$$

This last result shows that the ratio between the period of the controlled motion and the period of the wave should now be even.

With the same considerations as before, with $\Delta = t_1 - t_0$, we now get for \mathbf{X}_j :

$$\begin{aligned} \mathbf{X}_j &= (\mathbf{I} - \exp(\mathbf{A}\Delta) \exp(\mathbf{A}'t_0))^{-1} \Re \\ &\times \left(\left(\begin{aligned} & \exp(\mathbf{A}\Delta) (\mathbf{I} - \exp(\mathbf{A}'t_0) e^{-i\omega t_0}) (i\omega \mathbf{I} - \mathbf{A}')^{-1} \mathbf{B}' \\ & + (\mathbf{I} e^{i\omega \Delta} - \exp(\mathbf{A}\Delta)) (i\omega \mathbf{I} - \mathbf{A})^{-1} \mathbf{B} \end{aligned} \right) \right. \\ &\left. \times e^{i(\omega t_0 + \varphi_0)} \right). \end{aligned} \quad (31)$$

j being the field of the vector \mathbf{X}_j which corresponds to the velocity of the controlled motion, the variables φ_0 , t_0 , Δ of the problem have to be such that:

$$X_{i,j} = 0. \quad (32)$$

One can see that the result is the same as with the opposite ending ramps option, except for a sign in Eq. (31). So, the same method is used to compute optimal latching delay as in Section 1.1. On Fig. 5, we have plotted a time domain simulation of the motion with and without control. The period of the incident wave is 15 s and its amplitude is 1 m. In this simulation $k = 1$, which means that the period of the motion is equal to the wave period.

One can observe again a large amplification of the motion, but it appears to be less than what it was with the opposite

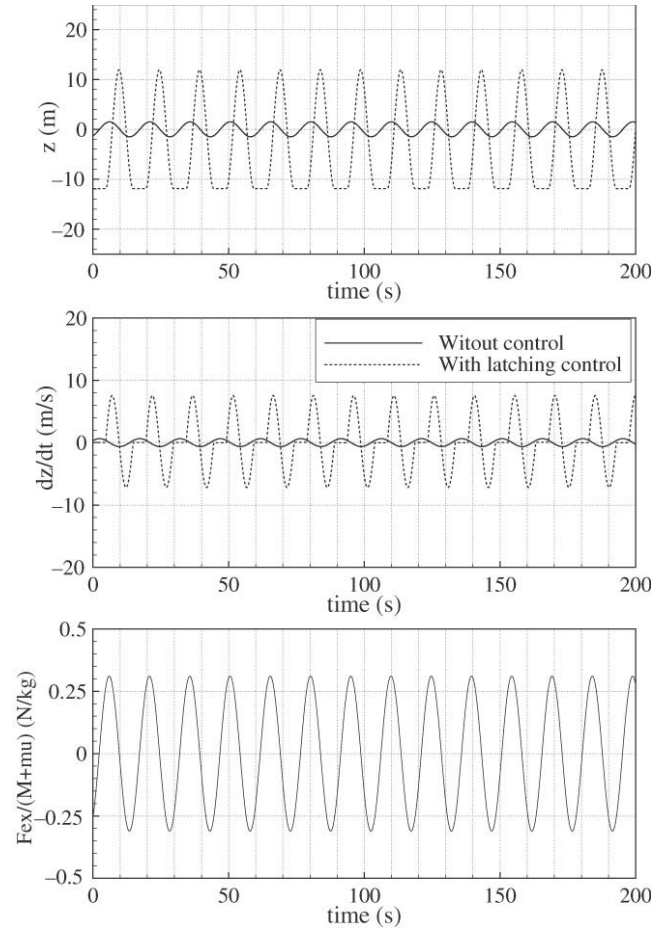


Fig. 5. Simulation of the motion of a generic wave energy converter with and without latching control (equal ending mode — $k = 1$).

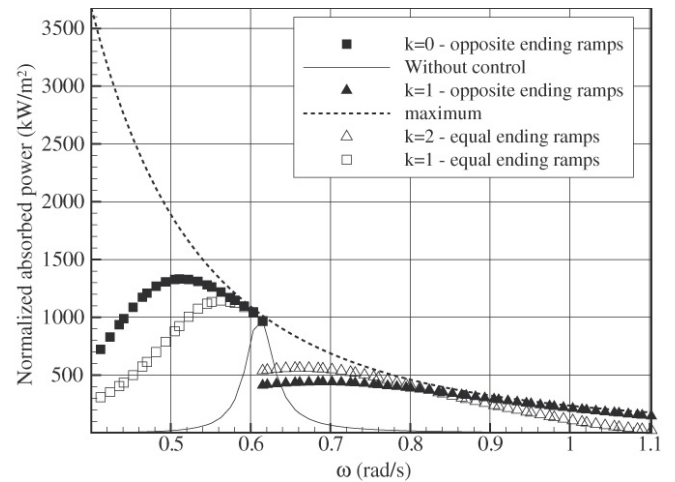


Fig. 6. Power function of a generic wave energy converter under different latching control strategies: opposite ending ramp or equal ending ramp modes.

ending ramps. One can notice also that now the maxima of the excitation force and of the velocity are no longer in phase.

On Fig. 6, we have plotted the power functions of the device (normalized by the square of the wave amplitude) as a function of circular wave frequency, with and without control, in both types of control: opposite or equal ending ramp.

One can see that latching control is always more efficient with the opposite ending strategy when the period of the wave is lower than the natural period of the device. When the wave period is higher than the natural period, the two strategies are almost equivalent. More precisely, the equal ending strategy is better when $0.6 \leq \omega \leq 0.8$ while the opposite ending option is better when $0.8 \geq \omega$ and $0.6 \leq \omega$.

Globally however, latching control in a regular sea seems to be more efficient when the final state is opposite to the initial state. Thus the other option will not be considered any further.

2. The optimal command method

2.1. Formulation

When the wave is no longer regular, the above semi analytical method cannot be applied. Thus we will turn to the optimal command theory based on Pontryagin's maximum principle instead, as it was proposed in this context by Hoskind and Nichols [16].

To implement this theory with a good numerical efficiency, latching control which is an absolute bang–bang strategy has to be formulated by a weaker model. When *absolute* latching control is applied, a force is applied on the body that *instantaneously* cancels the acceleration of the motion. In the weak modelling, this force is replaced by a very large (but not infinite) damping force. Latching control is thus modelled by adding a large control force in the motion equation:

$$F = -GuX_j \quad (33)$$

with X_j the j component of the state vector \mathbf{X} which represents the velocity of the controlled motion, G is the (large) damping coefficient and u is the control variable. When $u = 0$, no latching control is applied; when $u = 1$, it is.

Given a sequence of wave excitations over a long duration $[0, T]$, we want to determine the binary sequence $u(t)$ which maximises the energy production:

$$\max_u E(u) = \int_0^T Q(t, \mathbf{X}, u) dt \quad (34)$$

where $Q(t, \mathbf{X}, u)$ is the instantaneous absorbed power.

We assume that the state of the system is given by a first order differential equation:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{f}(t, \mathbf{X}, u) \quad (35)$$

with given initial conditions:

$$\mathbf{X}(0) = \mathbf{X}_0. \quad (36)$$

Let us define a hamiltonian:

$$H = Q + \boldsymbol{\lambda}^T \mathbf{f} \quad (37)$$

with $\boldsymbol{\lambda} \in \mathbb{R}^n$ being the adjoint state vector. $\boldsymbol{\lambda}$ can be derived by integrating the set of adjoint equations:

$$\dot{\lambda}_i = -\frac{\partial H}{\partial X_i}(t, \mathbf{X}, u) \quad (38)$$

with the final condition:

$$\boldsymbol{\lambda}(T) = 0. \quad (39)$$

From the Pontryagin maximum principle [5], the optimal command u is the one which maximises the hamiltonian H at each time $t \in [0, T]$. Practically, it is computed by an iterative process.

We start with no control. Then the device motion is computed by integrating Eq. (35) forward for $t \in [0, T]$. Then, as we know the motion, we can compute the adjoint state vector $\boldsymbol{\lambda}$ by integrating backwards Eq. (38) from $t = T$ to $t = 0$. Knowing \mathbf{X} and $\boldsymbol{\lambda}$, one can deduce a new control law $u(t)$ at each time step which maximises the hamiltonian, and then iterate the process.

2.2. Application to a one degree of freedom device

Let's consider again the generic one degree of freedom heaving device. The heave motion is ζ and we have already established that the equation of motion can be written:

$$\begin{cases} (M + \mu_\infty)\ddot{\zeta}(t) + \sum_{i=1}^N I_i^R(t) + (B + Gu(t))\dot{\zeta}(t) + k\zeta(t) \\ = F_{ex}(t) \\ \dot{I}_i^R(t) = \beta_i^R I_i^R(t) - \beta_i^I I_i^I(t) + \alpha_i^R \dot{\zeta}(t) \\ \dot{I}_i^I(t) = \beta_i^R I_i^I(t) + \beta_i^I I_i^R(t) + \alpha_i^I \dot{\zeta}(t). \end{cases} \quad (40)$$

Notice that latching control was introduced in this last equation by adding the term $uG\dot{\zeta}$.

Let $z = \zeta$ and $v = \dot{\zeta}$. The equation of motion can be written under the state form:

$$\begin{cases} \dot{z} = v \\ \dot{v} = f_{ex} - \frac{1}{M + \mu_\infty} (B + Gu)v - \omega_0^2 z \\ - \frac{1}{M + \mu_\infty} \sum_{i=1}^N I_i^R \\ \dot{I}_i^R = \beta_i^R I_i^R - \beta_i^I I_i^I + \alpha_i^R v \\ \dot{I}_i^I = \beta_i^R I_i^I + \beta_i^I I_i^R + \alpha_i^I v. \end{cases} \quad (41)$$

2.2.1. Equation of the optimal command

We want to maximise the energy absorption over a duration T . Mathematically, it can be written:

$$\max_u E(u) = \int_0^T Bv^2 dt. \quad (42)$$

Let us define the hamiltonian according to Eq. (37):

$$\begin{aligned} H = Bv^2 + \lambda_1 v + \lambda_2 \left(f_{ex} - \frac{1}{M + \mu_\infty} (B + Gu)v - \omega_0^2 z \right. \\ \left. - \frac{1}{M + \mu_\infty} \sum_{i=1}^N I_i^R \right) \\ + \sum_{i=1}^N \lambda_i^R (\beta_i^R I_i^R - \beta_i^I I_i^I + \alpha_i^R v) \end{aligned} \quad (43)$$

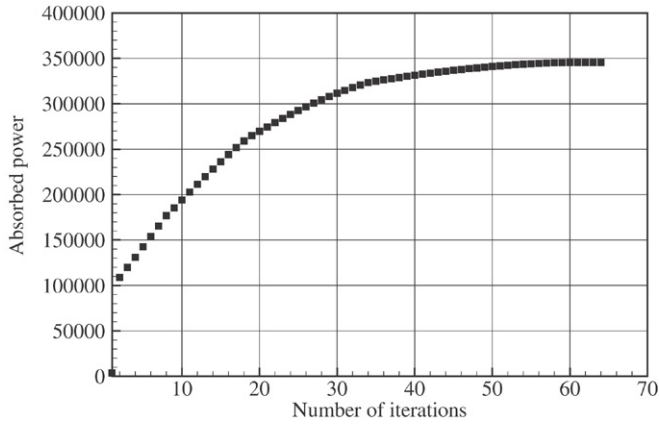


Fig. 7. Convergence of the command.

$$+ \lambda_i^I (\beta_i^R I_i^I + \beta_i^I I_i^R + \alpha_i^I v). \quad (44)$$

From Eq. (38), the adjoint state equations for this problem are given by:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_1 &= \omega_0^2 \lambda_2 \\ \dot{\lambda}_2 &= -2Bv - \lambda_1 + \lambda_2(B + Gu) - \sum_{i=1}^N (\lambda_i^R \alpha_i^R + \lambda_i^I \alpha_i^I) \end{aligned} \quad (45)$$

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_i^R &= -\lambda_i^R \beta_i^R - \lambda_i^I \beta_i^I + \frac{\lambda_2}{M + \mu_\infty} \\ \dot{\lambda}_i^I &= \lambda_i^R \beta_i^I - \lambda_i^I \beta_i^R. \end{aligned}$$

The hamiltonian being a linear function of the control variable u , the resulting optimal control is known as “bang-bang”, meaning that in order to maximise H , u has to be equal to his extremal values 0 or 1. Looking at Eq. (43), we see that, at each time, the hamiltonian will be maximum if:

$$u = \begin{cases} 1 & \text{if } -\lambda_2 G v > 0 \\ 0 & \text{otherwise.} \end{cases} \quad (46)$$

Using Eqs. (41), (45) and (46), we are able to derive the optimal control sequence $u(t)$ whatever the type of the given incident wave – regular or irregular – during the time interval $[0, T]$.

2.2.2. Convergence studies

In all the simulations, the computation of the control law has been done using the iterative method described above. To assess the convergence rate, we have plotted on Fig. 7 the absorbed power (W) as a function of the number of iterations. The incident wave is a regular wave whose period is equal to 12 s and whose amplitude is 1 m.

Straight after the first iteration, the absorbed power is multiplied by a factor 20. Then, it grows smoothly till convergence in about 70 iterations in that case. In most of the simulations, convergence occurred in such a number of iterations.

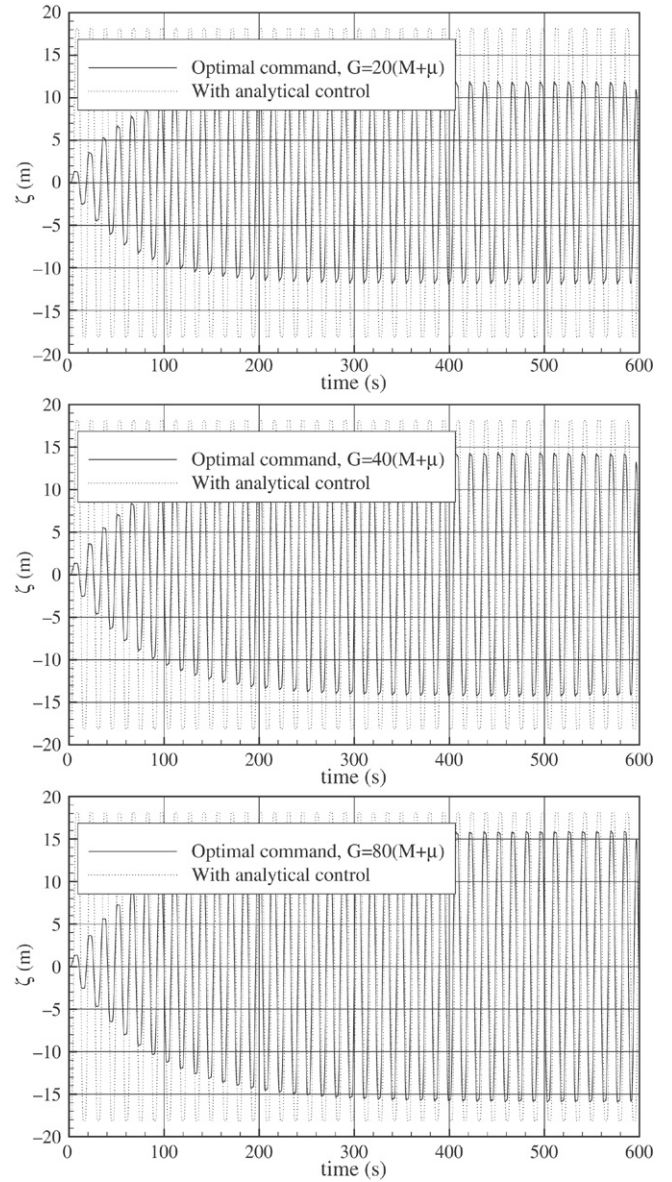
Fig. 8. Convergence of the optimal command toward the analytical solution when increasing the latching coefficient G .

Fig. 8 shows the convergence of the controlled response as a function of the latching damping coefficient G . On this figure we have plotted the results of time domain simulations of the controlled motion using the optimal command method with three different coefficients G ($G = 20(M + \mu_\infty) \text{ N s m}^{-1}$, $= 40(M + \mu_\infty) \text{ N s m}^{-1}$, $= 80(M + \mu_\infty) \text{ N s m}^{-1}$) and, to make comparisons, we have also plotted the results of the computation using the former semi-analytical method which is also applicable in the present regular wave case. The optimal command time domain simulations presented here are converged in terms of iterations. Indeed, when G increases, it is necessary to reduce the time step in order to keep the stability of the integration scheme. We were limited here by $G = 80(M + \mu_\infty)$ for these computational reasons. This is the practical limit of this approach.

It appears on this figure that results from the semi-analytical method and from the optimal command method are not exactly the same. This is not so surprising as the equations solved are not exactly the same in both cases. In the case of the analytical method, everything happens as if the value of the G coefficient should be infinite (i.e absolute latching). In the case of the optimal command, the latch modelling is “weaker” and the value of G is large but finite. On Fig. 8, one can see that the larger is the damping G , the closer to the analytical solution is the response.

From these results, it appears that “weak” and absolute latching control are not operationally equivalent, and it seems that weak latching control is penalized in comparison with absolute latching control. This result has already been reported by Ringwood et al. [21] using a different approach.

2.2.3. Regular wave

On Fig. 9, we have plotted the power function of the one degree of freedom wave energy converter without control, with latching control computed using the optimal command and with latching control computed using the analytical method. We have also plotted the theoretical maximum from Evan’s theorem. For the computation of the mean absorbed power with latching control using the optimal command, we have simulated the motion over 600 s. To remove all transient effects, the mean power is computed only over the last 300 s. On this computation, the latching coefficient G is equal to $80(M + \mu_\infty)$.

On the first plot of this figure, one can see that latching control computed using the optimal command theory has the same behaviour as latching control computed using the analytical method, that is a large improvement of the efficiency of the wave energy converter for periods higher than the natural period of the device. However, the predicted level of power is less than the one predicted using the analytical method. As it was already pointed out, this comes from the non infinite value of the latching coefficient G . One can see here that the under prediction of absorbed power is between 15% and 20%.

On the second plot on Fig. 9, we compare the result of solution using the optimal command method with the period tripling solution obtained from the analytical method, with $k = 1$. One can see that the optimal command method was not able to find this period tripling solution by itself. Actually, the determination of the optimal command is an optimisation problem, which is to maximise the hamiltonian. As in many optimisation problems, the hamiltonian function may have several local maxima, and convergence to one of these maxima depends on the method and on initialization of the algorithm. With the iterative method that was used here, the computation of the optimal command provides a solution which maximises the hamiltonian closest to the initial guess. As the initial guess that we used here is the no control solution which is by principle harmonic, the method converges to a solution with a period equal to the wave period.

We have seen that in a regular sea, the optimal command method tends to underpredict the maximum achievable power. However, its main advantage is that it can straightforwardly deal with random waves.

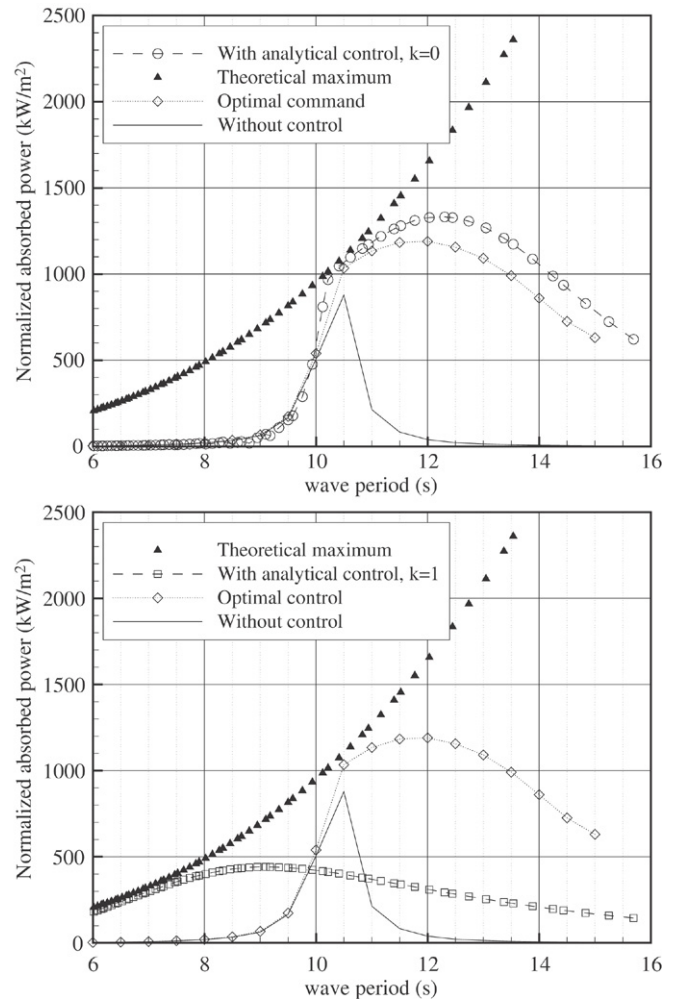


Fig. 9. Power function of a generic wave energy converter with and without latching control in regular waves.

2.2.4. Random wave

For random sea simulations, the excitation force was derived by discretizing the standard I.T.T.C energy spectrum [20]:

$$S(\omega) = \frac{A}{\omega^5} \exp\left(-\frac{B}{\omega^4}\right) \quad (47)$$

with $A = \frac{173}{T_1^4} H_{1/3}^2$ and $B = \frac{691}{T_1^4}$, T_1 being the peak period of the spectrum and $H_{1/3}$ being the significant wave height, and by using a random phase generator.

Practically, the spectrum has been discretized into three hundred frequencies between 0.01 rad/s and 3.0 rad/s. Using our BEM seakeeping computational code AQUAPLUS, we have got the transfer function between the frequency of an incident harmonic wavetrain and the associated excitation force acting on the body. By summing the excitation forces associated to each frequency, we got the global excitation force associated to the considered random wave.

On Fig. 10, we have plotted the ratio between the absorbed power with latching control and without control in a random wave as a function of the peak period of the spectrum. Each plot represents the amplification ratio, averaged over five runs of 600 s each computed by time-domain simulation with different

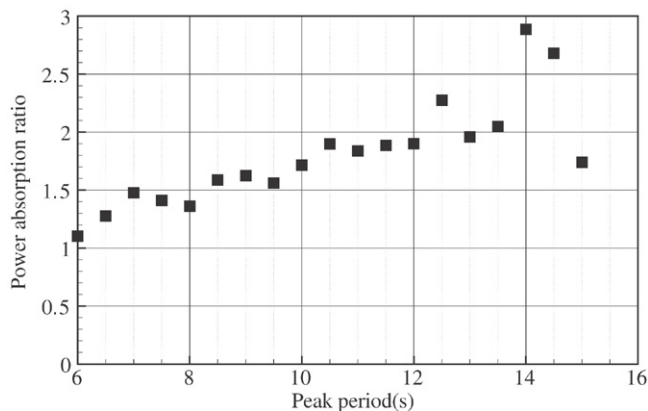


Fig. 10. Ratio between the power absorbed by a generic wave energy converter with latching control and without control as a function of peak period of the incident wave spectrum.

random phases sets. The latching damping coefficient G was set to $80(M + \mu_\infty)$.

There is a moderate spreading of the data, due to the finite duration of the simulations, but one can observe the general trend showing that latching control improves considerably the efficiency of the device, particularly as the sea state peak period increases. Globally, the absorbed power with latching control is more than 1.5 times the one without control, and the magnification factor reaches 2.5 for peak periods about 14 s.

The use of the optimal command theory to determine the optimal latching control law requires the knowledge of the excitation force during the whole duration of the simulation. That means that the decision to release or not the device at a current time t depends on the future of the system beyond t . We have thus made a small parametric study to determine how long in the future must one know the excitation to take the right decision at time t ? To assess this delay we have plotted on Fig. 11 simulations of the motion of the optimally controlled device for three different durations of simulation: $T_1 = 100$ s, $T_2 = 200$ s and $T_3 = 300$ s. The peak period of the random incident wave is 14 s in these simulations and the significant height is 2 m. We have also plotted on this figure the difference observed on the motion between the 200 s and the 300 s simulations, and also between the 100 s the 300 s ones. One can see that the state of the device at a time $t_{(i=1,2,3)}$ depends on the duration T of the simulation as long as $T - t$ is less than about 100 s. That means that if we want to compute the optimal state of the device at a time t by the method of optimal command, we must know the future of the incident wave during about one hundred seconds further. However, one can notice that the differences between the simulations are rather small in comparison with the amplitude of the motion and this leads us to think that the control using the optimal command theory is quite robust.

Time domain strategies of motion control of a heaving buoy wave energy converter requiring shorter prediction delay have been published in the literature. In the work of Hals et al. [15] or Babarit et al. [3], only 10 to 20 s of prediction were needed, but these strategies were not optimal but rather sub-optimal, and they applied only to the heaving buoy wave energy converter, whereas the present optimal command method can be used with

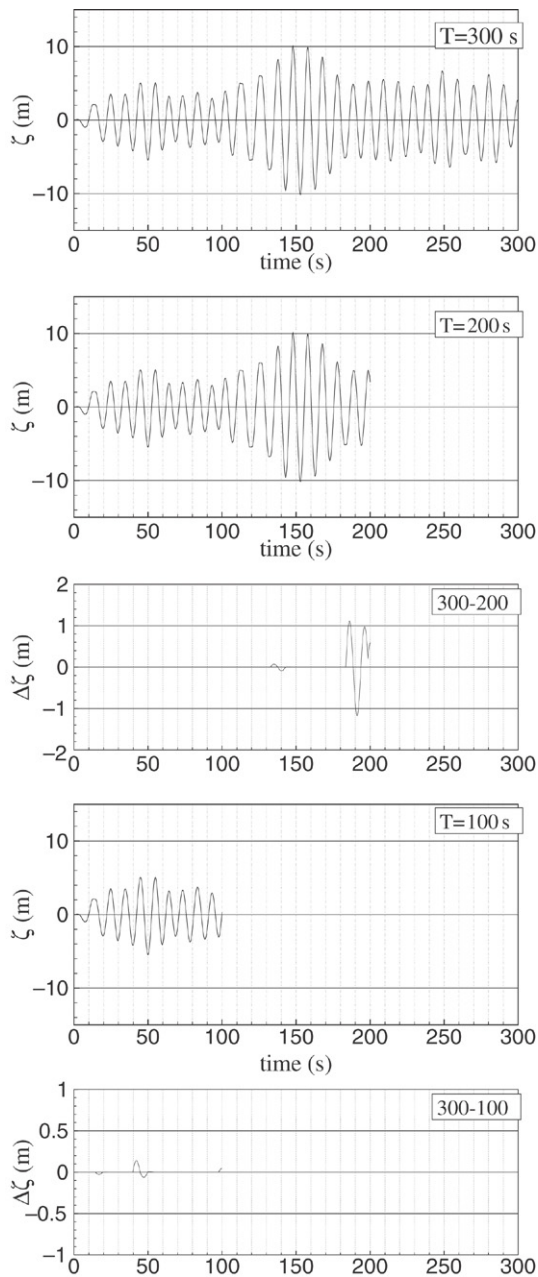


Fig. 11. Optimally controlled motion of the device for different durations of the simulation.

any kind of wave energy converter, provided the equations of motion are written under a state equation form. To exemplify this statement, the optimal command theory will be applied in the next section, to assess the benefit of latching control for the 4 degrees of freedom SEAREV wave energy converter.

3. Application to a four degrees of freedom device

3.1. The SEAREV wave energy converter

SEAREV² is a floating device, completely closed, with an embarked moving mass, see Fig. 12. Under the action of the

² A french acronym for: Système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie des Vagues.

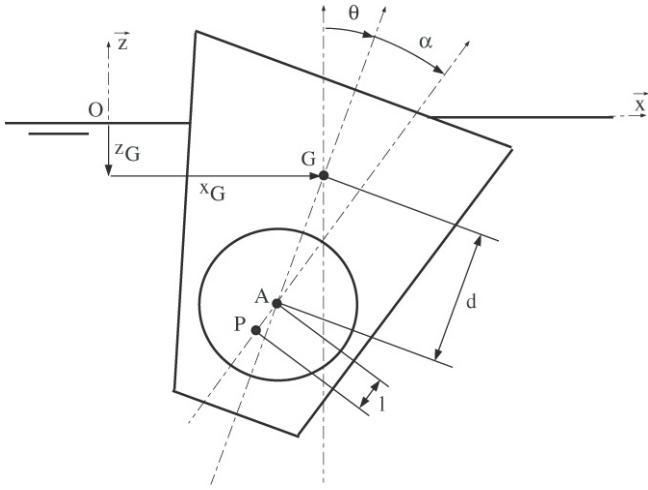


Fig. 12. The SEAREV wave energy converter: principle and notations.

waves, the floating hull and the internal moving mass are set into motion. The internal relative motion between the hull and the moving mass is used to drive a generator via a hydraulic pump.

The moving mass is a large and heavy cylinder featuring an off-centered gravity center. From the governing equations point of view, it behaves like a pendulum, but its cylindrical shape results in the fact that it has no end stop, the stroke of its oscillations being unlimited, which is a keypoint for wave energy devices. Latching control is applied to the relative motion of this pendulum wheel, denoted by the variable α .

The hull of the floating body is assumed to have two vertical planes of symmetry. We assume that the rotation axis of the internal cylinder is perpendicular to the main symmetry plane of the floating body. We assume also the direction of wave propagation is parallel to this plane.

Under these assumptions, in a 2D incident wave train, the floating body will move only in surge, heave and pitch mode. For the device, the motion takes place in the (xOz) plane.

Let x_G denote the surge motion, z_G the heave motion of the centre of gravity G of the floating body, θ the pitch motion and α the relative energy produced from motion between the floating body and the inner pendulum (the Power Take Off – PTO – system works on this relative motion α). Let m_b be the floating body mass, I_b its inertia, m_p the inner pendulum mass, I_y its inertia. Let $l = AP$ be the distance between the center of rotation A of the inner pendulum and his own center of gravity P , $d = GA$ the distance between the center of gravity of the floating body and the center of rotation of the pendulum.

We assume the wave amplitude and the resulting body motions to be sufficiently small to validate the classical linear seakeeping theory.

3.2. Equation of motion

Let $\mathbf{Z} = (x_G \ z_G \ \theta \ \alpha)^t$ the position vector of the system. In the time domain, the matrix equation of motion is:

$$(\mathbf{M} + \mathbf{C}_M(\infty))\ddot{\mathbf{Z}} = \mathbf{F}_{ex}(t) - \mathbf{B}\dot{\mathbf{Z}} - \int_0^t \mathbf{H}(t - \tau)\dot{\mathbf{Z}}(\tau)d\tau - (\mathbf{K} + \mathbf{K}_H)\mathbf{Z} \quad (48)$$

where:

- \mathbf{F}_{ex} represents the hydrodynamical excitation force due to the incoming and diffracted waves.
- $\mathbf{C}_M(\infty)$ is the added mass matrix and the memory term of the radiation forces is written as a convolution product according to the Cummins' decomposition [9].
- \mathbf{M} and \mathbf{K} are respectively the proper mass matrix and the stiffness matrix of the device. These matrices feature coupling terms between the pendulum and the floating body. They are given by:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_b + m_p & 0 & m_p(d-l) & -m_pl \\ 0 & m_b + m_p & 0 & 0 \\ m_p(d-l) & 0 & I_b + I_y + m_p(d-l)^2 & I_y + m_pl^2 - m_pdl \\ -m_pl & 0 & I_y + m_pl^2 - m_pdl & I_y + m_pl^2 \end{pmatrix} \quad (49)$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -m_pg(d-l) & m_pgl \\ 0 & 0 & m_pgl & m_pgl \end{pmatrix} \quad (50)$$

- \mathbf{B} is the matrix which represents the energy absorption system. In this study, the power take off is modelled by a simple linear damping torque applied at the centre of rotation of the cylinder. It is given by $-B_{PTO}\dot{\alpha}$. So the external damping matrix \mathbf{B} reads:

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_{PTO} \end{pmatrix}. \quad (51)$$

The mean absorbed power over a time interval $[0, T]$ is given by $\hat{p} = \frac{1}{T} \int_0^T B_{PTO}\dot{\alpha}^2(t)dt$. Note that as the SEAREV device has two vertical planes of symmetry, the heave mode is uncoupled from the others in this linearized modelling, and it does not contribute to energy absorption.

Computation of the hydrodynamical coefficients \mathbf{F}_{ex} were performed by using the frequency domain seakeeping computer code AQUADYN [10], and the computation of the memory function $\mathbf{H}(t)$ by using the time-domain seakeeping code ACHIL3D [8], both developed at LMF. As with the heaving buoy, we have first used Prony's method to approximate all the memory functions in the matrix $\mathbf{H}(t)$ by sums of exponentials. After this identification step, we have replaced in Eq. (48) the memory terms in the equation of motion by N additional wave radiation states given by N additional differential equations. We get:

$$\mathbf{S}(t) = \int_0^t \mathbf{H}(t - \tau)\dot{\mathbf{Z}}(\tau)d\tau \quad (52)$$

with:

$$\left\{ \begin{array}{l} \mathbf{S}(t) = \begin{pmatrix} \sum_{j=1}^3 \sum_{r=1}^{N_{1j}} S_{1jr}(t) \\ \sum_{j=1}^3 \sum_{r=1}^{N_{2j}} S_{2jr}(t) \\ \sum_{j=1}^3 \sum_{r=1}^{N_{3j}} S_{3jr}(t) \\ 0 \end{pmatrix} \\ \dot{S}_{ijr}^R = \beta_{ijr}^R S_{ijr}^R - \beta_{ijr}^I S_{ijr}^I + \alpha_{ijr}^R \dot{\mathbf{Z}}_j(t) \\ \dot{S}_{ijr}^I = \beta_{ijr}^I S_{ijr}^R + \beta_{ijr}^R S_{ijr}^I + \alpha_{ijr}^I \dot{\mathbf{Z}}_j(t) \end{array} \right. \quad (53)$$

and the initial conditions are $S_{ijr}(0) = 0$.

Let us define $\mathbf{I} = \left(S_{ijr}^R \quad S_{ijr}^I \right)_{1 \leq i \leq 3, 1 \leq j \leq 3, 1 \leq r \leq N_{ij}}^t$, Eq. (53) can be written under the matrix form:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\mathbf{S}} = \delta \mathbf{I} \\ \dot{\mathbf{I}} = \beta \mathbf{I} + \alpha \dot{\mathbf{Z}} \end{array} \right. \quad (54)$$

with:

$$\delta = \begin{pmatrix} \mathbf{1}_{2N_{11}+2N_{12}+2N_{13}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{1}_{2N_{21}+2N_{22}+2N_{23}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1}_{2N_{31}+2N_{32}+2N_{33}} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \quad (55)$$

$$\beta = \begin{pmatrix} \beta_{ijr}^R & -\beta_{ijr}^I \\ \beta_{ijr}^I & \beta_{ijr}^R \end{pmatrix}_{1 \leq i \leq 3, 1 \leq j \leq 3, 1 \leq r \leq N_{ij}} \quad (56)$$

$$\alpha = \begin{pmatrix} \begin{pmatrix} \alpha_{11r}^R \\ \alpha_{11r}^I \end{pmatrix}_{1 \leq r \leq N_{11}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{12r}^R \\ \alpha_{12r}^I \end{pmatrix}_{1 \leq r \leq N_{12}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{13r}^R \\ \alpha_{13r}^I \end{pmatrix}_{1 \leq r \leq N_{13}} \\ \begin{pmatrix} \alpha_{21r}^R \\ \alpha_{21r}^I \end{pmatrix}_{1 \leq r \leq N_{21}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{22r}^R \\ \alpha_{22r}^I \end{pmatrix}_{22r, 1 \leq r \leq N_{22}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{23r}^R \\ \alpha_{23r}^I \end{pmatrix}_{23r, 1 \leq r \leq N_{23}} \\ \begin{pmatrix} \alpha_{31r}^R \\ \alpha_{31r}^I \end{pmatrix}_{1 \leq r \leq N_{31}} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{32r}^R \\ \alpha_{32r}^I \end{pmatrix}_{32r, 1 \leq r \leq N_{32}} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \begin{pmatrix} \alpha_{33r}^R \\ \alpha_{33r}^I \end{pmatrix}_{33r, 1 \leq r \leq N_{33}} \end{pmatrix}. \quad (57)$$

Let $\mathbf{X} = \left(\mathbf{Z}^t \quad \dot{\mathbf{Z}}^t \quad \mathbf{I}^t \right)^t$ denote the new extended state vector including the hydrodynamical radiation states \mathbf{I} the generalized state equation of the system becomes:

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{C} \quad (58)$$

with:

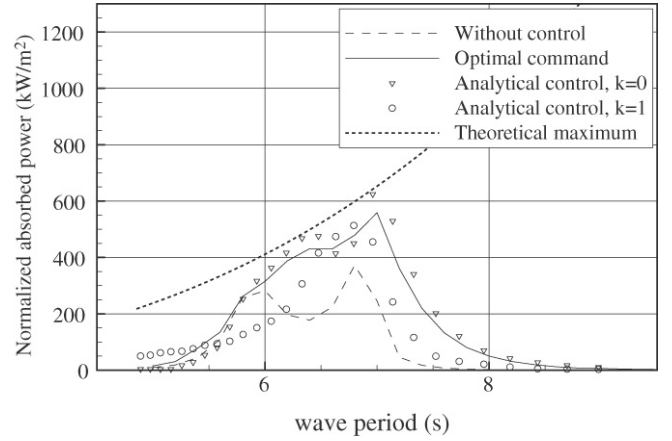


Fig. 13. Power function of a typical SEAREV device with and without control in regular waves.

$$\begin{aligned} \bullet \mathbf{A} &= \begin{pmatrix} \mathbf{I}_d & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & (\mathbf{M} + \mathbf{C}_M(\infty))^{-1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} -(\mathbf{K} + \mathbf{K}_H) & \mathbf{I}_d & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{B} & \delta \\ \alpha & \beta & \beta \end{pmatrix} \\ \bullet \mathbf{C} &= \begin{pmatrix} \mathbf{I}_d & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & (\mathbf{M} + \mathbf{C}_M(\infty))^{-1} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{I}_d \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_{ex}^t \\ \mathbf{0} \end{pmatrix}. \end{aligned}$$

When absolute latching control is applied to the relative motion, an additional internal torque must be applied from the body to the pendulum in order to lock it temporarily to the floating body. However, the equation of motion keeps the same general form, with slightly different matrix coefficients \mathbf{A}' and \mathbf{B}' :

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}'\mathbf{X} + \mathfrak{R}(\mathbf{B}'e^{i(\omega t + \varphi_0)}). \quad (59)$$

Actually, only the matrices \mathbf{M} , \mathbf{K} and \mathbf{B} are modified and they become:

$$\mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_b + m_p & 0 & m_p(d-l) & 0 \\ 0 & m_b + m_p & 0 & 0 \\ m_p(d-l) & 0 & I_b + I_y + m_p(d-l)^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_y + m_p l^2 \end{pmatrix} \quad (60)$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -m_p g(d-l) & m_p g l \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad (61)$$

$$\mathbf{B} = [0]. \quad (62)$$

When “weak” latching control is applied, an additional large damping term is added in matrix \mathbf{B} to give:

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_{PTO} + Gu(t) \end{pmatrix} \quad (63)$$

with G being the latching coefficient and u being the control variable, as previously with the generic wave energy converter.

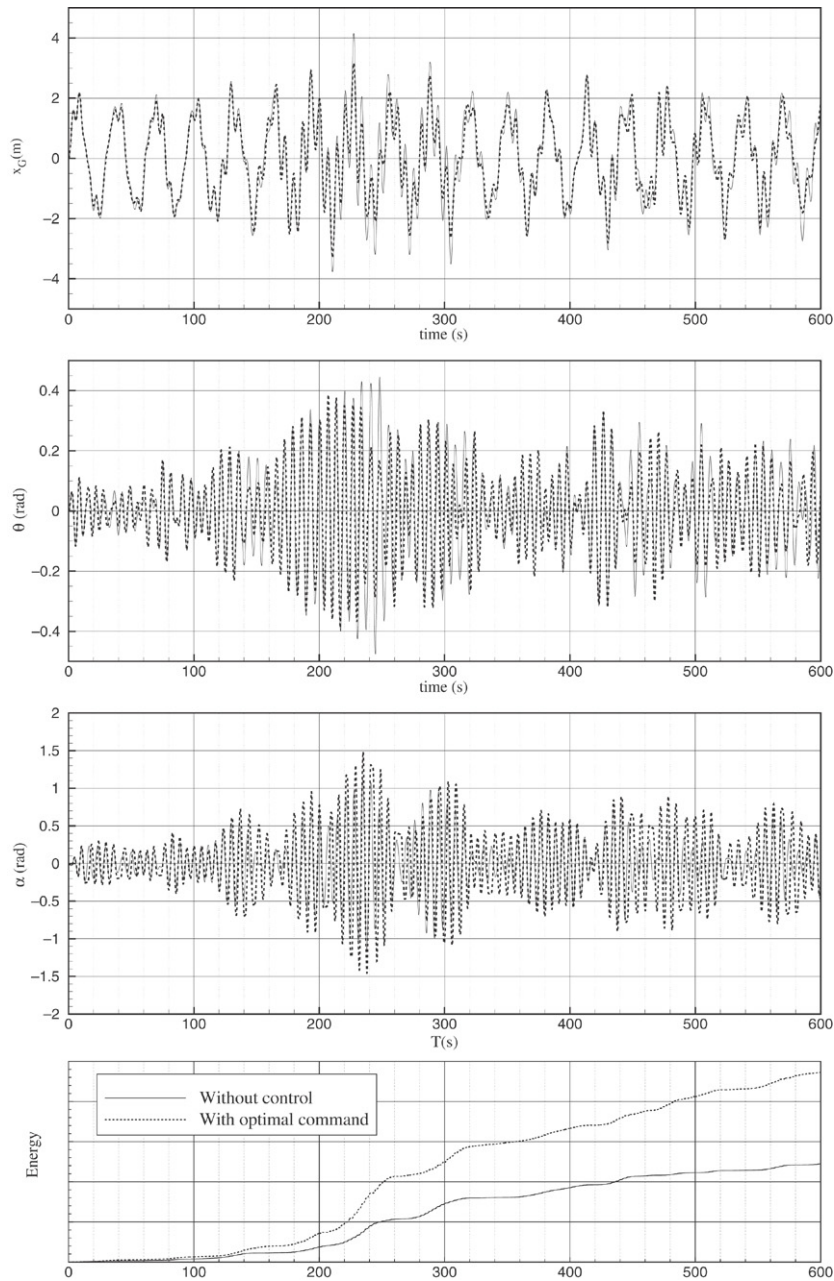


Fig. 14. SEAREV – time domain numerical simulation with and without latching control in random sea.

With these notations, the two previous methods were applied to assess latching control efficiency for the SEAREV wave energy converter.

3.3. Results

3.3.1. Regular wave

Let us consider a typical SEAREV device which is 25 m long, 15 m width and 15 m draught, weighing about 1000 ton. On Fig. 13, we have plotted the normalized power absorbed by the device in regular waves without any control, with analytical control and with optimal command control. The latching coefficient G was taken here equal to $40(I_y + m_p l^2)$.

Again one can observe that latching control results in two main effects: it enlarges the bandwidth of the device in the low

frequencies and it improves the absorption for the frequencies between the two natural frequencies of the device. Globally, one can say that the area between the absorbed power curve with latching control is two times the one without control. One can notice that for $T = 7.0$ s, latching control allows the device to absorb the theoretical maximum of power.

As in the previous case of the generic device, the computation of the latching control with the optimal command method and with the analytical method (with $k = 0$ — which means that the period of the controlled motion equals the wave period) give the same kind of results. The predicted power level is lower with the optimal command than with the exact analytical method almost everywhere, as previously. The reasons again are linked to the fact that G must remain

finite in the computations. However, one can notice that for periods close to 6.6 s and for periods close to 5.5 s, the optimal command method gives better results than the analytical method, may be because the best choice here would be the analytical method with equal ending ramps (see Section 1.2.3) which was not assessed in these computations.

3.3.2. Random sea

For a multi degree of freedom object such as SEAREV, it is really more difficult to find an efficient time domain strategy to compute latching control in a random sea. The optimal command theory as developed in Section 2.2.1 is therefore a very useful tool to compute optimally controlled time domain series which then can be used in order to develop strategies which need less prediction of the future of the excitation force. It was used for these computations.

On Fig. 14, we have plotted a time domain simulation of the motion of SEAREV with and without control computed using the optimal command theory. The peak period of the incident random wave is 9 s and its significant height is 2.5 m.

During this simulation, the mean absorbed power without control is 42 kW and it is 91 kW with latching control. Latching control improves here the efficiency of the device by more than one hundred percent. One can see on the figure showing the relative pendulum motion $\alpha(t)$, which is the controlled motion, that the amplitude is always greater with latching control than without. On pitch and surge motions, the effect is opposite, and it seems that latching control decreases the surge and pitch motion amplitudes, and induces a slight shift in the phases.

Modelling latching control by adding a large damping torque allows us to use the optimal command theory to compute the optimal latching sequence. However, as we have already seen with the heaving buoy, this weak modelling leads to an underprediction of the absorbed power, due to numerical constraints.

One of the solutions to get rid of this problem is to use the binary control sequence $u(t)$ (with $u = 0$ or $u = 1$) deduced from the optimal command computations as a control law for an extra final simulation with absolute latching control, where the controlled motion is actually locked (i.e. $G \rightarrow \infty$) instead of being simply (strongly) damped. On Fig. 15, we have plotted an example of such a simulation. As one can see, the difference between the motions with weak latching or with absolute latching control remains small. On the energy production, we found 102 kW with the large damping modelling and 107 kW with the absolute latching control, whereas it was 61 kW without control. Thus in this example, the absorbed power with absolute latching control is 5% higher than with the weak modelling and 75% higher than without control.

These figures give a good idea of the benefit of latching control for such multi-DoF WECs.

4. Conclusion

This paper describes two methods which can be used to estimate the gain that latching control can bring to wave energy

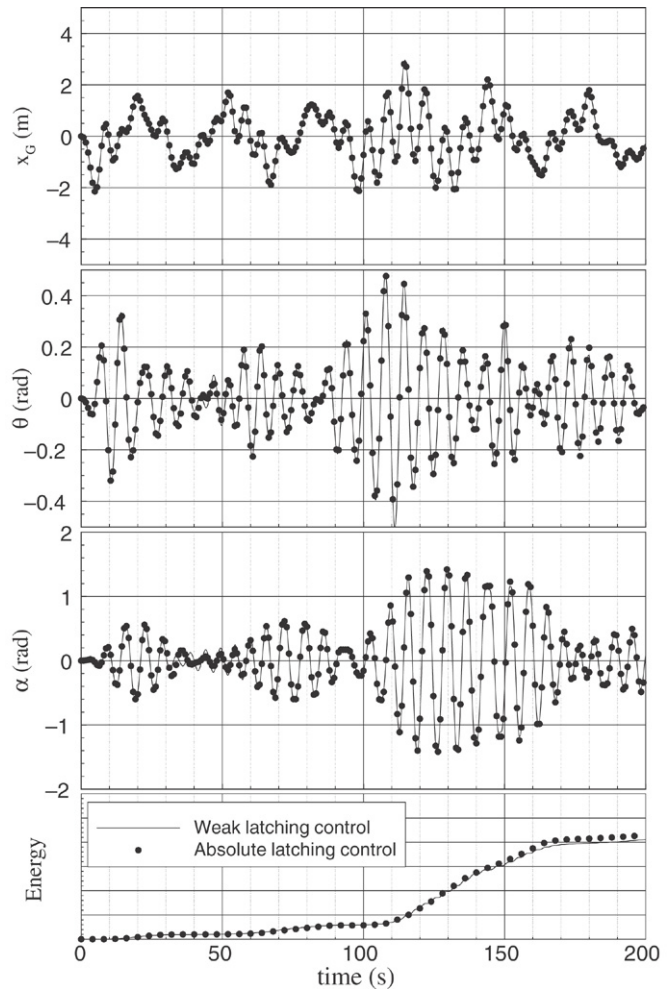


Fig. 15. Time domain simulation of the SEAREV device in irregular waves ($T_p = 9$ s, $H_s = 2.5$ m); absolute latching/weak latching.

converters. The main interest of these methods is that they can be used whatever the wave energy converter, provided their equation of motion can be written under a state equation form. In this study, this was achieved by using Prony's method in order to replace the convolution integrals of radiation force memory terms by additional state variables, and solutions of additional differential equations.

Applying the first analytical method to a heaving buoy, we have shown that latching control should preferably be used with opposite ending ramps condition; while the other possibility (equal ending ramps condition) is efficient only in a limited range of the considered frequency spectrum. Comparison of the results of this method in a regular wave with the optimal command method based on Pontryagin's principle showed that the optimal command theory may slightly underpredict the absorbed power, due to numerical constraints. In this approach, the quality of the prediction is strongly related to the latching coefficient G , the larger it is, the better is the result. Anyway, application of the optimal command method in a random sea leads to the same results on the improvement of the efficiency as in other studies.

The two methods were then applied to a four degrees of freedom wave energy converter, and it was shown that latching control can improve the power absorption in a random wave, globally, by a factor 2 for this device.

Real time implementation of these methods in full scale devices at sea will be a difficult task. By using the optimal command method, it was shown here that the need for prediction of the future wave excitation is about one hundred seconds.

But these methods can produce as many optimal sequences of latching control as needed to learn and understand how it has to be done in real time to work efficiently. This will be the topic of our forthcoming investigations.

Acknowledgments

The first author is financially supported by the Centre National de la Recherche Scientifique, and the Regional Council of Pays de la Loire. The French Agency for Energy and Environment (ADEME) also supported the study.

References

- [1] <http://www.wamit.com>.
- [2] Babarit A, Duclos G, Clément AH. Benefit of latching control for heaving wave energy device in random sea. In: Proc. 13th int offshore and polar engineering conf. ISOPE2003, vol. 1. 2003. p. 341–8.
- [3] Babarit A, Duclos G, Clément AH. Comparison of latching control strategies for a heaving wave energy device in random sea. *Applied Ocean Research* 2005;26:227–38.
- [4] Boake C, Folley M, Thompson A, Whittaker TJT. Instrumentation and data management of the LIMPET OWC wave power plant. In: Proceedings of the fifth European wave energy conference. 2003.
- [5] Borne P, Dauphin-Tanguy G, Richard JP, Rotella F, Zambettakis I. Méthodes et techniques de l'ingénieur, Automatique: Commande et optimisation des processus. TECNIP-Paris. 1990.
- [6] Budal K, Falnes J. Interacting point absorbers with controlled motion, in *Power from Sea Waves*. BM Count, Academic Press; 1980.
- [7] Budal K, Falnes J, Iversen LC, Lillebeken PM, Oltedal G, Hals T. et al. The norwegian wave–power buoy project. In: The second international symposium on wave energy utilization. June 1982, p. 323–44.
- [8] Clément AH. Using differential properties of the green function in seakeeping computational codes. In: Proc. 7th intern. conf. numer. ship hydrod., vol. 6(5). 1999. p. 1–15.
- [9] Cummins WE. The impulse response function and ship motions. In: *Schiffstechnik*. 1962. p. 491–502.
- [10] Delhommeau G, Ferrant P, Guilbaud M. Calculation and measurement of forces on a high speed vehicle in forced pitch and heave. *Applied Ocean Research* 1992;14(2):119–26.
- [11] Duclos G, Clément AH, Chatry G. Absorption of outgoing waves in a numerical wave tank using a self-adaptive boundary condition. *International Journal of Offshore and Polar Engineering* 2001;11(3): 168–75.
- [12] Eidsmoen H. Tight-moored amplitude-limited heaving buoy wave energy converter with phase control. *Applied Ocean Research* 1998;20:157–61.
- [13] Evans DV. Power from water waves. *Annual Review of Fluid Mechanics* 1981;13:157–87.
- [14] Greenhow M, White SP. Optimal heave motion of some axisymmetric wave energy devices in sinusoidal waves. *Applied Ocean Research* 1997; 19:141–59.
- [15] Hals J, Bjarte-Larsson T, Falnes J. Optimum reactive control and control by latching of a wave-absorbing semisubmerged heaving sphere. In: Proc. of OMAE'02, 21st. international conference on offshore mechanics and arctic engineering. June 2002. p. 1–9.
- [16] Hoskin RE, Nichols NK. Optimal strategies for phase control of wave energy devices. In: McCormick ME, Kim YC, editors. *Utilization of ocean waves: Wave to energy conversion*. New York: American Society of Civil Engineers; 1986. p. 184–99. 345 East 47th Street, New York 10017-2398.
- [17] Iversen LC. Numerical method for computing the power absorbed by a phase-controlled point absorber. *Applied Ocean Research* 1982;4(3): 173–80.
- [18] Jeffrey A. *Advanced engineering mathematics*. Academic Press; 2002.
- [19] Korde UA. Latching control of deep water wave energy devices using an active reference. *Ocean Engineering* 2002;29(11):1343–55.
- [20] Rawson KJ, Tupper FC. *Basic ship theory*, 3rd ed., vol. 1. Longman; 1983.
- [21] Ringwood J, Butler S. Optimisation of a wave energy converter. In: Proc. of the IFAC conference on control applications in marine systems. 2004. p. 155–60.



Contents lists available at ScienceDirect

Ocean Engineering

journal homepage: www.elsevier.com/locate/oceaneng

Declutching control of a wave energy converter

Aurélien Babarit^{a,*}, Michel Guglielmi^b, Alain H. Clément^a

^a Laboratoire de Mécanique des Fluides (CNRS UMR6598), Ecole Centrale de Nantes, 1 Rue de la Noë, B.P. 92101, 44321 Nantes cedex 3, France

^b Institut de Recherche en Communication et Cybernétique de Nantes (CNRS UMR6597), Ecole Centrale de Nantes, 1 Rue de la Noë, B.P. 92101, 44321 Nantes cedex 3, France

ARTICLE INFO

Article history:

Received 21 November 2008

Accepted 13 May 2009

Keywords:

Wave energy converter
Declutching control
Hydraulic power take off
Optimal command

ABSTRACT

When hydraulic power take off (PTO) is used to convert the mechanical energy of a wave energy converter (WEC) into a more useful form of energy, the PTO force needs to be controlled. Continuous controlled variation of the PTO force can be approximated by a set of discrete values. This can be implemented using either variable displacement pumps or several hydraulic cylinders or several high pressure accumulators with different pressure levels. This pseudo-continuous control could lead to a complex PTO with a lot of components. A simpler way for controlling this hydraulic PTO is declutching control, which consists in switching on and off alternatively the wave energy converter's PTO. This can be achieved practically using a simple by-pass valve. In this paper, the control law of the valve is determined by using the optimal command theory. It is shown that, theoretically when considering a wave activated body type of WEC, declutching control can lead to energy absorption performance at least equivalent to that of pseudo-continuous control. The method is then applied to the case of the SEAREV wave energy converter, and it is shown that declutching control can even lead to a higher energy absorption, both in regular and irregular waves.

© 2009 Elsevier Ltd. All rights reserved.

0. Introduction

Amongst the wide variety of wave energy converter (WEC) concepts that have been proposed, the class of so-called *wave activated bodies*, WECs, uses wave induced motions of masses or large bodies to drive a power take off (PTO) system which transforms the primary mechanical energy of the body into a final usable form, generally electricity. A lot of devices are based on this concept, such as for example the WRASPA (Chaplin and Aggidis, 2007), the SEAREV (Josset et al., 2007), or the Pelamis (Henderson, 2006) whose first units have been deployed into Scottish and Portuguese waters.

In many cases (Henderson, 2006, Josset et al., 2007), the PTO is hydraulic. It usually features one or several hydraulic cylinders, high pressure (HP) accumulators and a hydraulic motor which drives an electrical generator. Fig. 1 shows a typical hydraulic PTO system. This seems to be a reasonable option, at least at a prototype stage. There are many of the shelf hydraulic components from the marine and offshore industry that are capable of dealing with the large forces and slow motions usually occurring in wave energy conversion. Moreover, high pressures accumulators allow storage of the energy extracted from the waves, and thus contribute to the smoothing of the output power delivered to the grid.

When designing such hydraulic PTOs, it is necessary to include components allowing control of the force applied by the PTO to the prime mover of the wave energy converter. In contrast with the smooth continuous force applied by a linear damper, the force of a hydraulic PTO is a Coulomb damping. This means that its modulus is a constant equal to the area of the cylinder times the pressure difference between the high pressure and low pressure (LP) accumulators. When the pressure difference between the accumulators is too large, the PTO force can cancel the other external forces (including the wave excitation force), hence preventing any motion of the wave energy converter, which would result in a zero energy production. On the other hand, if the pressure difference is too small, the PTO force can become too small in comparison with what it should be to maximise the energy absorption or to keep the amplitude of the motion in an acceptable range.

These effects were observed by de Falcao (2007) on a generic heaving WEC and by Josset et al. (2007) on the SEAREV WEC. It was found by both authors that they can be counteracted using a slow control method consisting in adapting the pressure in the HP accumulator and the flow in the hydraulic motor to the sea state. By using this *sea state dependent control*, it was even found that the output power can sometimes exceed that of an optimised linear damping PTO. In de Falcao (2008), it is shown that phase control can successfully be achieved for a heaving buoy WEC with a hydraulic PTO using a similar sea state dependent control. In this case, the control consists in adapting the flow in the hydraulic motor and the flow from the hydraulic cylinder.

* Corresponding author.

E-mail addresses: aurelien.babarit@ec-nantes.fr (A. Babarit), michel.guglielmi@ircyn.ec-nantes.fr (M. Guglielmi), alain.clement@ec-nantes.fr (A.H. Clément).

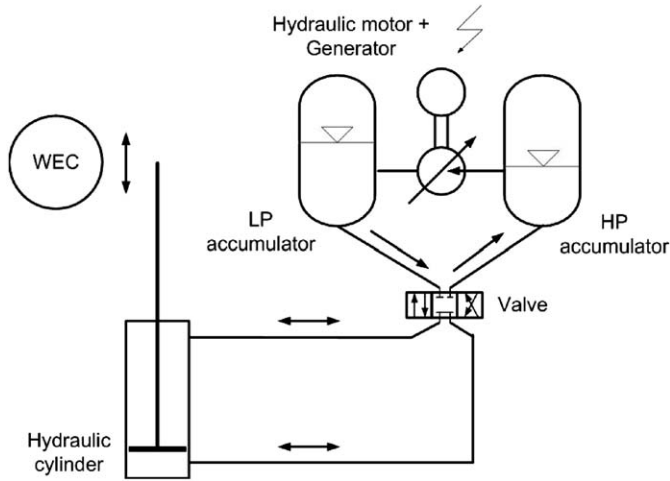


Fig. 1. Schematic representation of a hydraulic PTO for wave energy conversion.

By using several hydraulic cylinders and/or several HP accumulators with different pressure levels in the hydraulic PTO, it is also possible to control the PTO force in order to adapt it to each incoming wave and it is even possible to mimic a continuous behaviour, as it seems to be done in the Pelamis for example (Henderson, 2006). Later in this paper, this strategy for controlling the PTO force will be called *pseudo-continuous control*. In comparison with the sea state dependent control strategies, it brings a lot more complexity in the PTO, raising technical issues such as a possibly higher risk of failure.

As an alternative to this, we consider another strategy of *declutching control*, or unlatching as it was introduced by Salter et al. (2002). It consists in declutching the PTO—which means that the PTO force is set equal to 0—during some parts of the cycle. Technologically, it is very simple to implement, as it needs only a by-pass valve in the circuit of the hydraulic cylinder. This control has already been considered by Justino et al. (2000) for the Portuguese oscillating water column in Pico: the relief valve was intended to control the air flow through the Wells turbine in order to prevent it from exceeding the aerodynamic stall-free range, and in this way reduce aerodynamic losses in the turbine. However, it was not considered as a mean of controlling the PTO force.

There are many other ways of controlling the PTO force of a wave energy converter and one can refer to Salter et al. (2002) for an exhaustive review of all of them. However, we chose to focus here only on both pseudo-continuous control and declutching control because our aim is to show that, at least theoretically, pseudo-continuous control can be advantageously replaced by declutching control. Indeed, we show here that there is actually no need for a complex hydraulic PTO featuring several HP accumulators or several hydraulic cylinders as only one by-pass valve is conceptually sufficient in order to achieve at least the same level of energy absorption. This is shown theoretically in the first part of this paper by applying the optimal command theory to the generic equations of floating wave energy converters, including the hydraulic PTO. Then, the method is applied to the SEAREV WEC as an example, and theoretical results are confirmed.

1. Governing equations

1.1. Equation of motion

Let us consider a generic wave energy converter composed of one or several bodies moving under the action of incident waves. Let N_{dof} be the total number of degrees of freedom of this wave

energy converter. Assuming the fluid to be non-viscid and incompressible, the flow to be irrotational and the amplitude of motions and waves to be sufficiently small compared to the wavelength, the classical linearised potential theory can be used as a framework for calculation of the fluid–structure interactions. Hence, one can write the equation of motion of the WEC in the time domain as

$$(\mathbf{M} + [\mu_\infty])\ddot{\mathbf{Y}} + \int_0^t \mathbf{K}_{rad}(t - \tau)\dot{\mathbf{Y}}(\tau) d\tau + (\mathbf{K}_H + \mathbf{K}_A)\mathbf{Y} = \mathbf{F}_{ex} + \mathbf{F}_{PTO} \quad (1)$$

with:

- $\mathbf{Y}, \dot{\mathbf{Y}}, \ddot{\mathbf{Y}}$ being, respectively, the generalised position, velocity, and acceleration vectors of the WEC.
- \mathbf{M} the generalised mass matrix of the system.
- \mathbf{K}_H the hydrostatic stiffness matrix of the system.
- \mathbf{K}_A an additional stiffness matrix which represents the action of moorings.
- $[\mu_\infty]$ the added mass matrix and \mathbf{K}_{rad} the radiation impulse response matrix which represents the radiation of waves by the body after an impulsive velocity at $t = 0$, according to the classical Cummins' (1962) decomposition. Using Prony's method (Duclos et al., 2001), one can further approximate each of the $K_{rad,kl}$ functions, components of \mathbf{K}_{rad} , by a sum of N_{kl} complex functions $K_{rad,kl}(t) = \sum_{j=1}^{N_{kl}} \sigma_{klj} \exp(i\beta_{klj}t)$. As a consequence of this approximation by series of exponential functions, each convolution product can be replaced by a sum of N_{kl} additional radiative complex states $\int_0^t K_{kl}(t - \tau)\dot{\mathbf{Y}}(\tau) d\tau = \sum_{j=1}^{N_{kl}} I_{klj}$ with each I_{klj} given by an ordinary differential equation $\dot{I}_{klj} = \beta_{klj}I_{klj} + \sigma_{klj}\dot{\mathbf{Y}}_l$. Finally, one can get

$$\int_0^t \mathbf{K}_{rad}(t - \tau)\dot{\mathbf{Y}}(\tau) d\tau = [\delta]\mathbf{I} \quad (2)$$

with $\mathbf{I} = (I_{klj})_{1 \leq k \leq N_{dof}, 1 \leq l \leq N_{dof}, 1 \leq j \leq N_{kl}}$. More details on this method can be found in Babarit and Clément (2006).

- \mathbf{F}_{ex} is the excitation vector, associated to the action of incident and diffracted wave fields upon the WEC. Using King's (1987) approach, let $\mathbf{K}_{ex}(t)$ be the force response associated to an impulsive elevation on the free surface propagating along the x axis. Using the superposition principle, owing to the global linearity of the problem solved here, the generalised excitation force is then given by

$$\mathbf{F}_{ex}(t) = \int_0^t \mathbf{K}_{ex}(t - \tau)\eta(\tau) d\tau \quad (3)$$

with $\eta(t)$ being the free surface elevation at a given reference location. In case of regular wave, $\eta(t)$ is an elementary sine function $a \sin(\omega t + \varphi)$ with a the amplitude of the wave, ω its circular frequency, and φ an initial phase. In case of random waves, $\eta(t)$ will be considered here as a sum of N_c elementary sinus functions whose amplitudes $(a_j)_{j=1, N_c}$ are derived from the standard Pierson–Moskowitz energy spectrum Molin (2002) and whose phases $(\varphi_j)_{j=1, N_c}$ are set randomly.

- \mathbf{F}_{PTO} is the force vector associated to the action of the power take off. If the PTO is a linear damper, \mathbf{F}_{PTO} is given by

$$\mathbf{F}_{PTO} = \mathbf{B}_{PTO}\dot{\mathbf{Y}}$$

with \mathbf{B}_{PTO} being the PTO damping coefficient matrix.

1.2. Equation for the PTO

A linear damper is the classical basic approach for modelling the PTO of a wave energy converter, leading to a global solution of the equation of motion in the frequency domain. But in the real

world, a hydraulic PTO system is composed of non-linear components such as the accumulator, which requires to solve the problem in the time domain.

Let us consider here the typical hydraulic PTO shown in Fig. 1. It is composed of a hydraulic cylinder, a high pressure accumulator, a low pressure fluid tank and a hydraulic motor coupled to a generator. The displacement of the hydraulic motor is chosen variable, allowing a control of the output flow from the HP accumulator. Let $p(t)$ be the pressure in the HP accumulator, let $V(t)$ be its volume of gas. Let p_0 be the pressure in the LP accumulator. We assume that the volume of the LP accumulator is large enough for its pressure to remain constant. Let S_c the cross-sectional area of the cylinder and v_m the maximum displacement of the variable displacement hydraulic motor.

With these notations, the fluid flow from the high pressure accumulator to the hydraulic motor is $q_m = u_m v_m \Omega$, with Ω the rotational velocity of the motor and $u_m \in [0, 1]$ the control variable on the displacement of the motor. Let J be the index of the degree of freedom driving the motion of the hydraulic cylinder. The flow from the cylinder to the high pressure accumulator is $q_p = u_c S_c |\dot{Y}_J|$, in which u_c is the control variable for the cylinder. If u_c is set equal to 1, the cylinder is either fully operating, pumping oil into the high pressure accumulator; either locked in position because the PTO force exceeds the hydrodynamic force. If u_c is equal to 0, the cylinder is by-passed. In the latter case, the cylinder is declutched from the WEC and the mechanical energy of the system is not extracted.

The variation of the gas volume in the high pressure accumulator is given by the sum of the flow coming from the cylinder plus the flow going out to the hydraulic motor:

$$\dot{V} = q_p + q_m = -u_c S_c |\dot{Y}_J| + u_m v_m \Omega \quad (4)$$

We assume the compression in the high pressure accumulator to be isentropic, which leads to

$$\dot{p} = -\gamma P \frac{\dot{V}}{V} \quad (5)$$

with $\gamma = 1.4$ in case of nitrogen.

When $|\dot{Y}_J| > 0$, the J th component of the PTO force applied to the WEC is

$$F_{PTOJ} = -u_c S_c (p - p_0) \text{sign}(\dot{Y}_J) \quad (6)$$

since \dot{Y}_J is the component of the velocity vector corresponding to the velocity of the cylinder by definition of index J . When $|\dot{Y}_J| = 0$, Eq. (6) is no longer applicable. Two cases can occur: either the pressure in the HP accumulator is too high for the hydraulic cylinder to be able to operate and then the acceleration of the productive motion $|\ddot{Y}_J|$ is also equal to 0; or it is not, and then $|\dot{Y}_J| > 0$.

In the first case, since $|\ddot{Y}_J| = 0$, the value of the PTO force can be deduced from Eq. (1). So, $F_{PTOJ} = -F_{hJ}$ in which F_{hJ} is the force vector associated with the sum of all forces (including inertia forces) acting on the system except the PTO force $\mathbf{F}_h = \mathbf{F}_{ex} - [\delta]\mathbf{I} - (\mathbf{K}_H + \mathbf{K}_A)\mathbf{Y} - (\mathbf{M} + [\mu_{\infty}])\ddot{\mathbf{Y}}$. In the second case, since $|\dot{Y}_J| > 0$, $|F_{PTOJ}| = u_c S_c (p - p_0)$ and one can show that the sign of F_{PTOJ} is the opposite of the sign of F_{hJ} .

Finally, when $|\dot{Y}_J| = 0$, one can write

$$F_{PTOJ} = -\min(|F_{hJ}|, u_c S_c (p - p_0)) \text{sign}(F_{hJ}) \quad (7)$$

1.3. State equation

Using Eqs. (4), (5), (1), (2) and given control laws for the control variable u_c of the hydraulic cylinder and u_m the hydraulic motor, one can simulate numerically the full behaviour of the

wave energy converter, including its PTO. However, in order to be able to use the optimal command method later in this paper, the equation of motion is re-written under a classical state equation form.

Let

$$\mathbf{X} = (\mathbf{Y} \dot{\mathbf{Y}} V p \mathbf{I})^t \quad (8)$$

be the extended state vector. Using Eqs. (1), (2), (4) and (5), one can write

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{f}(\mathbf{X}, u_c, u_m) \quad (9)$$

with $\mathbf{X}(0) = \mathbf{X}_0$ and $\mathbf{f}(\mathbf{X}, u_c, u_m)$ as given in appendix.

1.4. Equations for the control

1.4.1. Control of the hydraulic motor u_m

The instantaneous power absorbed by the hydraulic power take off is $P_{PTO} = \mathbf{F}_{PTO}^t \dot{\mathbf{Y}}$. Using Eqs. (6) and (7), one can re-write it $P_{PTO} = -u_c S_c (p - p_0) |\dot{Y}_J|$ whatever $|\dot{Y}_J|$.

The energy extracted from the waves over the time range $[t - \Delta t, t]$ is $E = \int_{t-\Delta t}^t P_{PTO}(\tau) d\tau$. The instantaneous power delivered to the grid by the hydraulic motor is $P_m = (p - p_0) u_m v_m \Omega$. In order to smooth the electricity produced, the control variable u_m is determined such that the instantaneous power produced by the motor is equal to the ‘‘instantaneous’’ mean power extracted from the waves over the time window Δt :

$$u_m v_m \Omega (p - p_0) \Delta t = E \quad (10)$$

In this study, Δt is set equal to the whole duration of the simulation because the sea state does not change during the simulations. In real sea situations, one should set the time window according to the temporal coherence of the sea state.

1.4.2. Pseudo-continuous control of the PTO force

In this study, we consider first a pseudo-continuous control aiming at mimicking a continuous force $\mathbf{F}_{con}(t)$, as shown in Fig. 2. Notice that, at this point of the paper, there are no restrictions on the mathematical expression of this continuous force. In

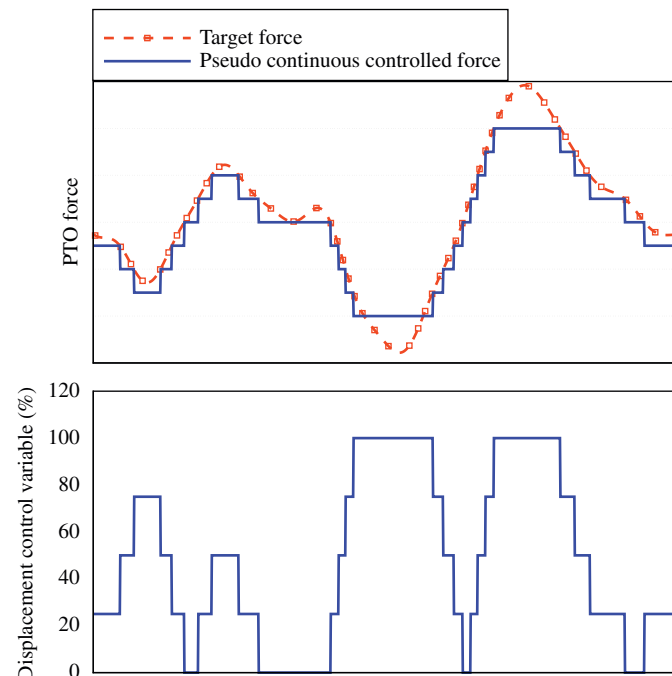


Fig. 2. Principle of the pseudo-continuous control of the force of a hydraulic PTO.

particular, it could include a term proportional to the velocity of the hydraulic cylinder, but also a reactive part proportional to its position or acceleration.

One can imagine achieving this pseudo-continuous control by means of several by-pass valves coupled with several HP accumulators with different pressure levels or several hydraulic cylinders, or even directly by using a pump with variable displacement such as the digital displacement pump developed by the company Artemis Intelligent Power for example. Whatever the technical solution, one can write the PTO force as follows:

$$|F_{PTO}| = u_c S_c (p - p_0) \quad (11)$$

with $u_c \in \{u_1, u_2, \dots, u_{N_q}\}$ the N_q discrete control levels for the PTO force such as $\forall 1 \leq q \leq N_q, u_q \in [0, 1]$ and with u_1 and u_{N_q} being such as $u_1 = 0$ and $u_{N_q} = 1$. In the case of several hydraulic cylinders, S_c would be the maximal area achievable (i.e. all hydraulic cylinders working together) and in the case of several HP pressure accumulators, p would be the highest pressure.

Without any loss of generality, one can assume $u_1 \leq u_2 \leq \dots \leq u_{N_q}$. At time t , the value of the control variable is then given by

$$u_c = u_q \quad \text{with } q/u_q \leq \frac{\mathbf{F}_{con}(t)}{S_c(p - p_0)} < u_{q+1} \quad (12)$$

Notice that when $\mathbf{F}_{con}(t) > S_c(p - p_0)$, the control variable saturates at $u_c = 1$.

1.4.3. Declutching control

Following Babarit and Clément (2006), one can use the optimal command theory based on Pontryagin principle (Hoskin and Nichols, 1986) in order to compute control law for u_c which maximises the extracted energy from the waves over a given time interval.

Let define the optimisation problem:

$$\max_{u_c} E = - \int_0^{t_f} P_{PTO} dt \quad (13)$$

with $u_c \in [0, 1]$.

We define the Hamiltonian $H(t)$:

$$H = -P_{PTO} + \Lambda^t \mathbf{f} \quad (14)$$

with Λ the adjoint states vector. One can show that, when $|\dot{Y}_j| > 0$, it is linear with respect to the control variable u_c :

$$H = u_c \text{sign}(\dot{Y}_j) h(\mathbf{X}, \Lambda) + g(\mathbf{X}, \Lambda) \quad (15)$$

with g and h scalar functions depending on both \mathbf{X} and Λ . Their formulas are given in Appendix.

When $|\dot{Y}_j| = 0$, it is given by

$$H = \min(|F_{h,j}|, u_c S_c (p - p_0)) \text{sign}(F_{h,j}) h(\mathbf{X}, \Lambda) + g(\mathbf{X}, \Lambda) \quad (16)$$

From the maximum principle (Borne et al., 1990), the command is optimal when it maximizes the Hamiltonian H . Hence, the equation for the control variable $u_c(t)$ is

$$u_c = \begin{cases} \max_q u_q & \text{if } \text{sign}(\dot{Y}_j) h(\mathbf{X}, \Lambda) > 0 \\ \min_q u_q & \text{else} \end{cases} \quad (17)$$

when $|\dot{Y}_j| > 0$ and

$$u_c = \begin{cases} \max_q u_q & \text{if } \text{sign}(F_{h,j}) h(\mathbf{X}, \Lambda) > 0 \\ \min_q u_q & \text{else} \end{cases} \quad (18)$$

when $|\dot{Y}_j| = 0$.

Since we assumed that $\max_q u_q = 1$ and $\min_q u_q = 0$, these criteria can be rewritten

$$u_c = \begin{cases} 1 & \text{if } \text{sign}(\dot{Y}_j) h(\mathbf{X}, \Lambda) > 0 \text{ and } |\dot{Y}_j| > 0 \\ 1 & \text{if } \text{sign}(F_{h,j}) h(\mathbf{X}, \Lambda) > 0 \text{ and } |\dot{Y}_j| = 0 \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (19)$$

From this last equation, it follows that

- the optimal value for the control variable u_c is either 0, 1, depending on the criterion of Eq. (19). Thus, *intermediate states for the control variable u_c in the range]0, 1[are never reached as optimal values.* This means that the force applied by the PTO on the WEC should be either a zero force or the maximum force available and that pseudo-continuous control is not an optimal way for controlling the system. In other words, this shows that there is no need for several HP accumulators working at different pressure levels or several hydraulic cylinders, since at least an equivalent level of energy can theoretically be absorbed using:
 1. only one HP pressure accumulator with the highest pressure,
 2. only one hydraulic cylinder whose area is S_c , and
 3. declutching control with an optimal command.
- When relative velocity of the cylinder reaches zero, the value of the control variable u_c can behave in two ways. If the cylinder velocity just before it reaches zero and the force $F_{h,j}$ are of opposite sign, then the value of u_c changes immediately. Otherwise, this change is delayed until the sign of $\text{sign}(F_{h,j}) h(\mathbf{X}, \Lambda)$ changes. Either way, these changes are smooth for the PTO as they occur when the velocity is zero. However, the other changes, occurring when $|\dot{Y}_j| > 0$ and determined by the zero crossings of the function h , may lead to high stress levels of the mechanical components of the PTO since they could happen when the velocity is high. For a practical application of declutching control, this should be taken into consideration in the sizing of the PTO.

Finally, we need a last equation for describing the behaviour of the adjoint state vector Λ . According to Borne et al. (1990), it is given by

$$\dot{\Lambda} = - \frac{\partial H}{\partial \mathbf{X}} \quad (20)$$

with $\Lambda(t_f) = 0$ as we chose the final condition $\mathbf{X}(t_f)$ to be free.

2. Application to the SEAREV wave energy converter

The SEAREV wave energy converter is a floating device completely closed fitted with a large and heavy pendular wheel as shown in Fig. 3. Under waves action, the hull and the wheel start to move, each one with its own motion. The relative motion α between the floating device and the wheel is used to drive the hydraulic power take-off consisting of two radial piston pumps, of a high pressure accumulator, of a variable displacement hydraulic motor, and of a low pressure oil tank (see Fig. 4).

The equation of motion of the SEAREV with its hydraulic PTO was written under the form of Eq. (9) in a previous study (Josset et al., 2007). Computation of the hydrodynamic coefficients $[\mu_{\infty}]$ and the impulse response functions \mathbf{K}_{rad} and \mathbf{K}_{ex} was done using the BEM code ACHIL3D (Clément, 1997). Characteristics of the SEAREV's PTO are given in Table 1.

A Runge–Kutta 2nd order scheme is used to integrate the equation of motion in order to perform time-domain simulations of the SEAREV WEC. In case of pseudo-continuous control, we chose to mimic the behaviour of a linear damper, i.e.

$F_{PTO} = -B_{PTO}\dot{\alpha}$, in which the damping coefficient B_{PTO} was optimised in a previous study (Babarit, 2005). Practically, u_c is discretised in N_q discrete values $u_q = (q - 1)/(N_q - 1)$ and u_q is calculated at each time step according to Eq. (12). An example of the PTO force applied on the SEAREV when using this pseudo-continuous control with $N_q = 10$ is shown in Fig. 5.

In case of declutching control, an iterative scheme following Babarit and Clément (2006) is used to compute the optimal control law for u_c . First, the equation of motion is computed by integrating Eq. (9) forward for $t \in [0, t_f]$. Then, once the motion has

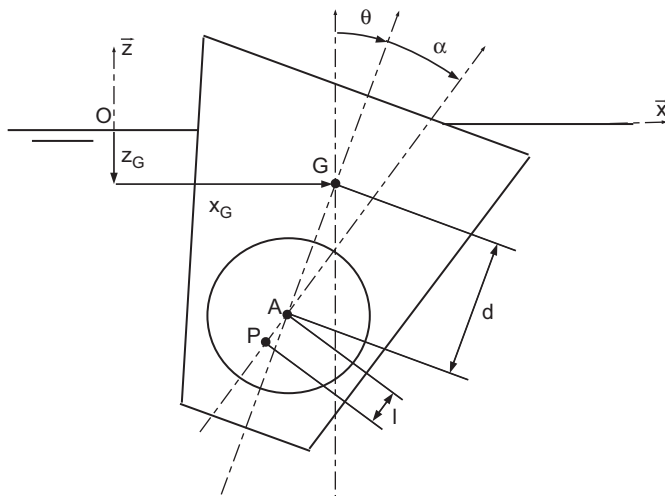


Fig. 3. Schematic representation of the SEAREV wave energy converter and notations used.

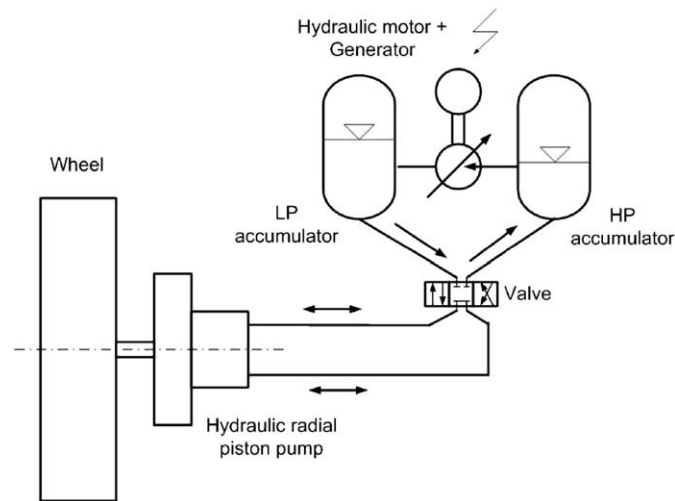


Fig. 4. Schematic representation of the hydraulic PTO of the SEAREV wave energy converter. A radial piston pump is used instead of a hydraulic cylinder.

Table 1
Characteristics of the SEAREV hydraulic PTO.

HP volume	2 m ³
Initial HP pressure	200 bar
Maximum HP pressure	350 bar
LP pressure	15 bar
S_c	402, 118 cm ³
v_m	701.75 cm ³
Ω	1500 rpm

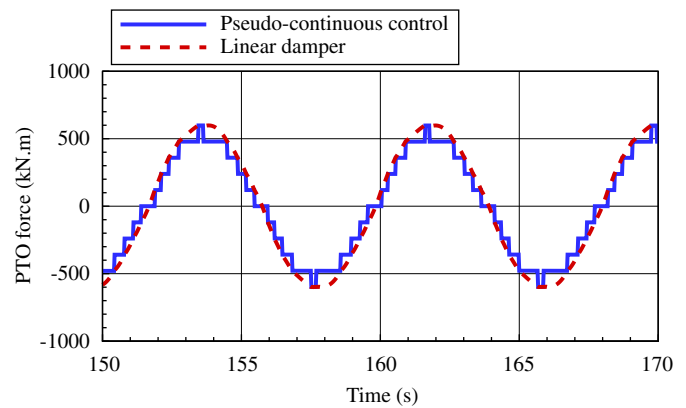


Fig. 5. Comparison of the PTO force achieved with the SEAREV's hydraulic PTO controlled with the pseudo-continuous control and the PTO force achieved with a linear damper. In this example, the PTO force is discretised in 10 levels.

been determined, the adjoint state vector can be computed by integrating backwards Eq. (20) from $t = t_f$ to 0. Knowing both \mathbf{X} and λ , one can deduce a new control law at each time step according to Eq. (19), and then iterate the process.

This scheme can be difficult to implement in practice because it needs the knowledge of the future of the excitation force, which requires prediction of the incoming wave. This could be done using various techniques, such as Kalman filtering (successfully used by Budal and Falnes, 1983) or wave propagation numerical model (promising results of deterministic wave propagation have been reported recently in Blondel et al., 2008) for example. However, these considerations are beyond the scope of this study, in which the optimal command method with the iterative scheme described above is used in order to achieve comparisons between the energy absorbed with pseudo-continuous control and declutching control.

2.1. Regular waves

Fig. 6 shows a result of a time domain simulation of the motion of the SEAREV WEC with pseudo-continuous control and with declutching control. In this simulation, the parameter N_q was set equal to 10 and the incident waves are regular. Its period is 8.2 s and its amplitude 0.5 m. For such a simulation, the required CPU time is a few minutes on a 3.4 GHz Pentium(R) PC.

One can see in this figure that the amplitude of the relative (productive) motion jumps from about 10° with the pseudo-continuous control to more than 40° with the declutching control. At the same time, the amplitude of the PTO force is amplified by a factor of about 3. In the bottom figure, one can see that the cumulative effect of the amplification of the amplitude of the motion and the PTO force results finally in a doubling of the extracted energy from the waves.

In order to achieve a better understanding of the behaviour of the PTO when it is controlled using declutching, we plotted in the same Fig. 7 the velocity of the relative motion of the wheel and the PTO force. One can observe that each zero-crossing of the velocity leads to a change in the controller state. This corresponds to what was found with the theoretical approach of Section 1.4.3. One should also notice the non-linear shape of the velocity.

In this example, it appears that the PTO is switched on each time the sign of the velocity changes. This is a very simple criterion which could be used practically. Unfortunately, regarding the times of declutching (related to the sign of the h function), this figure does not give any useful information about what makes the controller decide to switch off the PTO and it seems difficult to find a heuristic criterion for declutching as simple as for clutching.

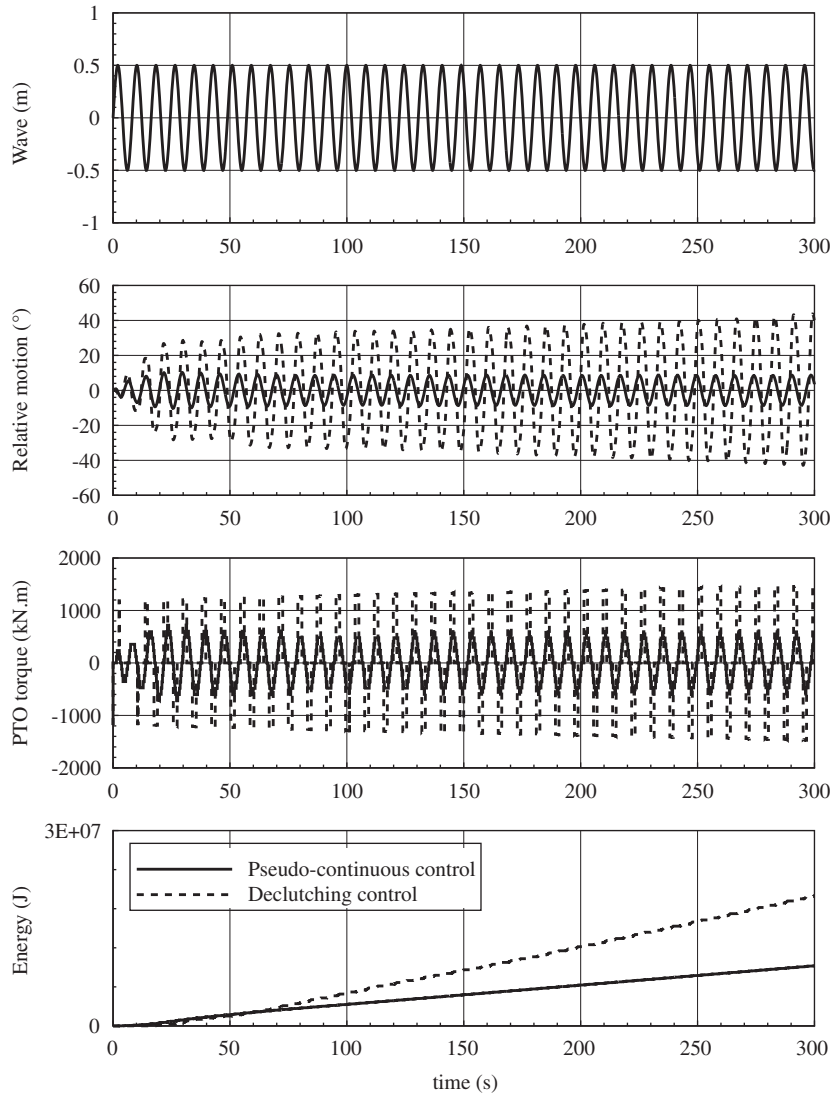


Fig. 6. Time-domain simulation of the motion of the SEAREV WEC with a hydraulic PTO controlled with the pseudo-continuous control (solid line) and with declutching control (dashed line). From top to the bottom, the figure shows the incoming wave, the relative motion of the wheel, the PTO force and the absorbed energy from the waves. In this example, the wave period is 8.2 s and the wave amplitude is 0.5 m.

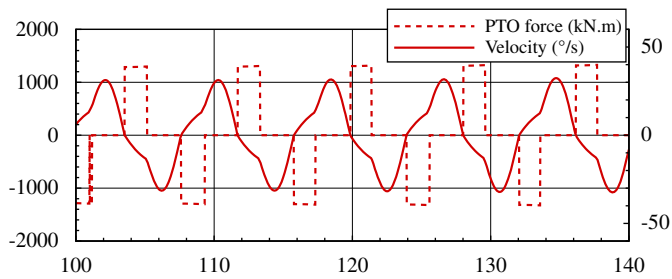


Fig. 7. PTO force with declutching control and velocity of the relative motion between the hull and the pendular wheel. One can observe that each zero-crossing of the velocity leads to a change in the state of the controller from declutching to operating.

Let C_w be the capture width ratio of the SEAREV. It is defined as the ratio of the mean power extracted over a 600 s simulation (\bar{P}_{PTO}) to the wave power available in a wave front the width of the device (P_w), with

$$P_w = 30 \frac{1}{8\pi} \rho_w g^2 a^2 T_w$$

where ρ_w is the density of water, g is the gravity, a is the wave amplitude, and T_w is the wave period. Fig. 8 shows the capture width C_w in regular waves for pseudo-continuous control (with $N_q = 10$) and for declutching control. Three wave amplitudes are considered: 0.5, 1, and 2 m. Since the system is non-linear, wave amplitude has an influence on the capture width.

As expected from the theory, one can observe that, for almost all the wave periods considered, declutching control yields a capture width at least as large as that of pseudo-continuous control. There are few exceptions to this for waves whose amplitude is 1 m and whose period is around 6.6 or 7.6 s. It is not clear what happens for these configurations, but it may be explained by a convergence of the optimisation iterative process to a local maximum instead of the global one. However, from an overall point of view, the theoretical result stating that declutching control can be at least equivalent to pseudo-continuous control is verified.

In this figure, one can also see the influence of the wave amplitude on the capture width. It appears that, whatever the control, the capture width decreases with the wave amplitude for short periods, but it increases for longer wave periods around 8 s. This is an interesting result as long wave periods and large

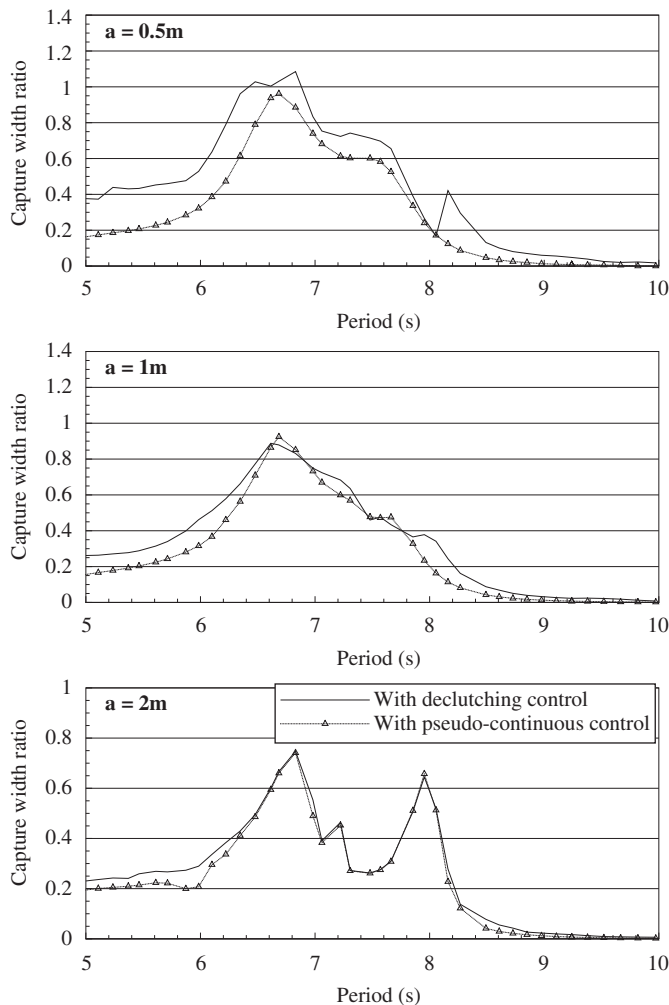


Fig. 8. Capture width ratio of the SEAREV WEC with pseudo-continuous and declutching control in regular waves. The capture width is plotted against wave period. From top to bottom, the amplitude of the wave is, respectively, 0.5, 1, and 2 m. For almost all the wave periods considered, declutching control yields an equivalent or better efficiency than pseudo-continuous control.

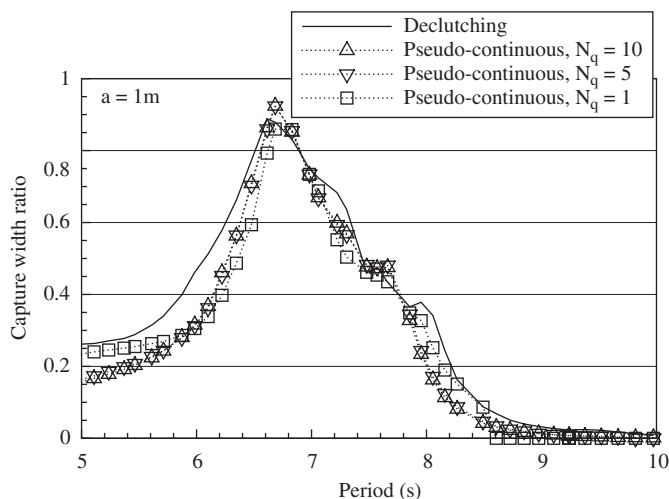


Fig. 9. Capture width ratio of the SEAREV WEC with pseudo-continuous control with 1, 5 and 10 levels of discretisation of the PTO force and with declutching control. Capture width values are plotted against wave period for 1 m wave amplitude. In this example, the number of discretisation levels N_q has only a small influence on the capture width ratio.

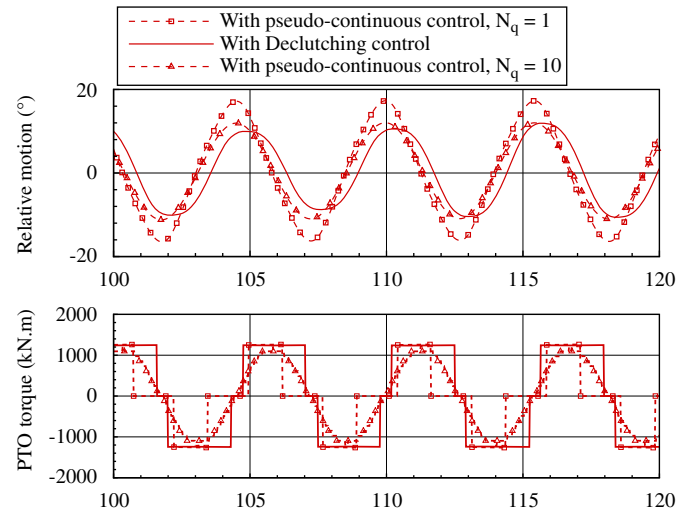


Fig. 10. Time-domain simulation of the relative motion between the hull and the pendular wheel in a regular wave of 5.5 s period and 1 m amplitude. Three control approaches are considered: pseudo-continuous control with 1 and 10 levels of discretisation of the PTO force and declutching control.

amplitudes are usually correlated. It appears also that declutching control improves the capture width in small waves in comparison with pseudo-continuous control. However, it seems that the capture width with declutching control converges asymptotically to the capture width with pseudo-continuous control when the wave amplitude increases.

To assess the influence of the number N_q of levels of discretisation for the pseudo-continuous control, Fig. 9 shows the capture width ratio of the SEAREV WEC controlled with pseudo-control with $N_q = 1, 5, 10$ and with declutching control.

One can see that this influence is very small. For $N_q = 5$ and 10, differences between the results are undistinguishable. For $N_q = 1$, which means only one level of discretisation of the PTO force, one can observe that, if the capture width is slightly reduced for periods between 6 and 8 s, it is surprisingly increased for periods below 6 s and between 8 and 8.5 s. In Fig. 10, one can see that the amplitude of the motion with $N_q = 1$ is larger than with $N_q = 10$ for a regular wave whose period is 5.5 s and amplitude is 1 m. This leads to this increase in the capture width of the system.

From an overall point of view, it appears that declutching control leads to a higher capture width in comparison with pseudo-continuous control. However, one should notice that for pseudo-continuous control, numerous levels of discretisation N_q do not seem to have a strong influence on the capture width ratio in case of the SEAREV WEC. Practically, it is an interesting result as it shows that even the simple pseudo-continuous control calculated according to Eq. (12) does not need numerous level of discretisation.

2.2. Irregular waves

Fig. 11 shows a 600 s time-domain simulation of the SEAREV WEC with pseudo-continuous control ($N_q = 10$) and with declutching control, in irregular waves. A Pierson Moskowitz spectrum was used for the generation of the random incident wave field with a peak period $T_p = 10$ s and a significant height $H_s = 2$ m. With these parameters, the power in the incoming wave is about 16 kW/m.

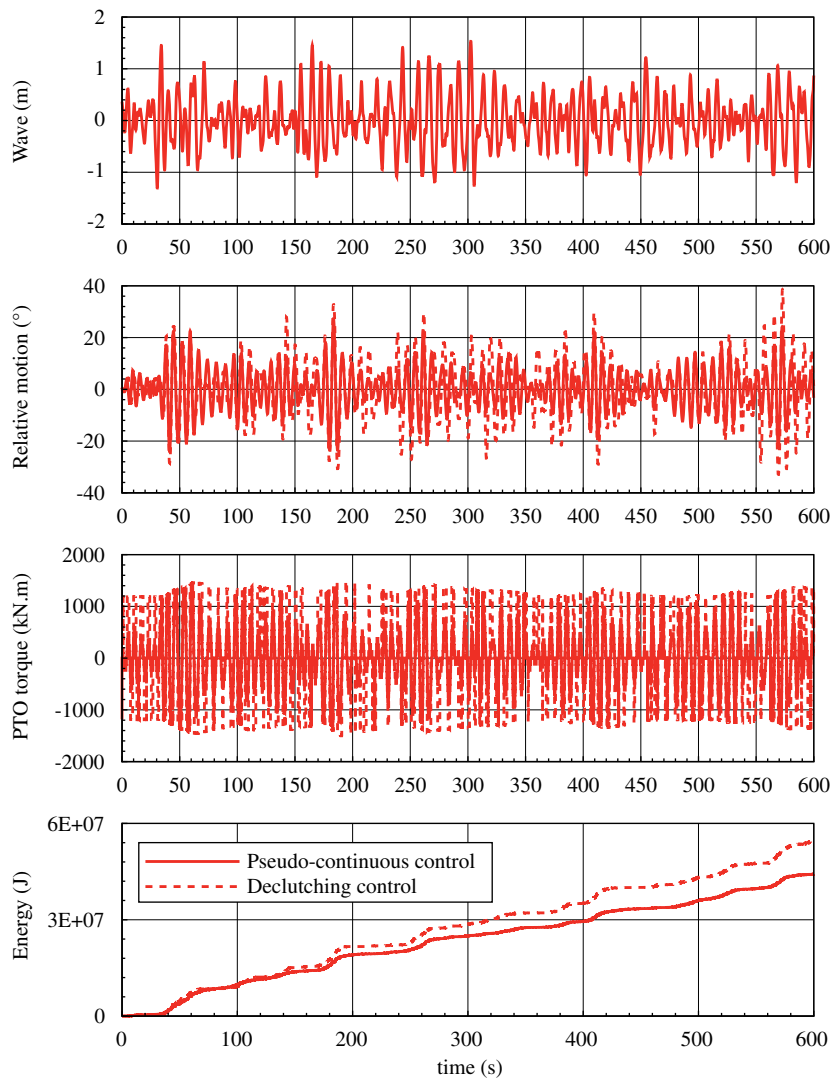


Fig. 11. Time-domain simulation of the relative motion between the hull and the pendular wheel in irregular waves. Two control approaches are considered: pseudo-continuous control (solid line) and declutching control (dashed line). The peak period of the spectrum is 10 s and the significant wave height is 2 m.

In this example, the mean power production with pseudo-continuous control is 67 kW, whereas we achieved 90 kW with declutching control, i.e. an increase of more than 34%. With a pseudo-continuous control with $N_q = 1$ and the same irregular wave field, the mean power production achieved is 61 kW. Declutching control therefore leads to a power production increase of more than 47% compared with pseudo-continuous control with $N_q = 1$. Hence, one can see that declutching control seems to be a more efficient way of controlling the system in irregular waves in comparison with pseudo-continuous control. In the plot showing the time series of the relative motion, one can see the amplification of motion achieved by declutching control compared to that associated with pseudo-continuous control.

Fig. 12 shows the behaviour of the hydraulic PTO during the first 300 s of simulation of the system controlled with declutching control. One can see that, after the transient associated with the starting of the system, the pressure in the HP accumulator oscillates between 220 and 250 bar. This leads to a useful gas volume of about 400 l. With a PTO defined that way and a hydraulic motor displacement u_m controlled according to Eq. (10), one can see on the bottom figure that we achieved a satisfactory smoothing of the power delivered to the grid.

Fig. 13 shows the ratio of the mean absorbed power by the SEAREV controlled by declutching to the mean absorbed power with a pseudo-continuous control. Two values for the discretisation parameter N_q of the pseudo-continuous control were considered, 1 and 10. Mean power values for each sea state defined by T_z and H_s have been derived from a 600 s time-domain simulation of the motion.

Again, as expected from the theory, one can see that whatever the sea state is, the absorbed power with declutching control is always at least as high as the absorbed power with pseudo-continuous control. Like in regular waves, it appears that the ratio is close to 1 (although higher than 1) for moderate to highly energetic sea states when the wave period is within the bandwidth of the system. When the wave period is far from the bandwidth of the system or in small waves, one can see that the ratio increases significantly to reach in some cases values above 2. This shows that declutching control could possibly be an alternative way for controlling the motion of wave energy converters (at least the SEAREV) in order to improve the overall energy absorption.

By comparing the top and bottom figures, one can see that, in contrast with the case of regular waves, the number of level of

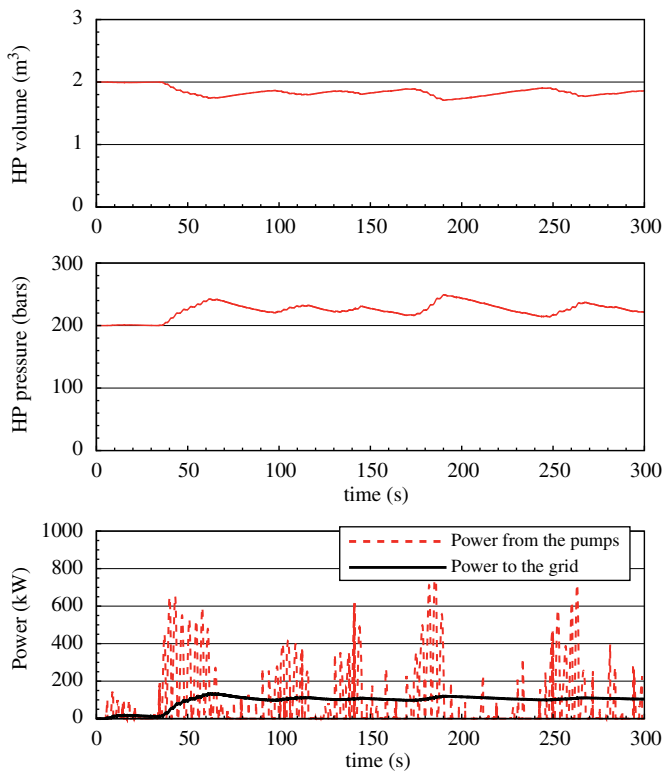


Fig. 12. Time-domain simulation of the hydraulic PTO SEAREV WEC with declutching control in an irregular wave. The peak period of the wave is $T_p = 10$ s and the significant height $H_s = 2$ m.

discretisation N_q has now a more significant influence on the capture width of the system, especially in low-energy sea states.

3. Conclusion

In this paper, two strategies for controlling the force applied by a hydraulic PTO were considered. The first one is a pseudo-continuous control, which consists in mimicking a continuous behaviour. The second one is a declutching control, which consists in isolating the cylinder from the high pressure side of the hydraulic circuit at precise times that are determined using the optimal command method. The main advantage of this second control strategy is that it requires only one by-pass valve whereas the other one needs several hydraulic components, leading to a more complex system and a higher risk of failure.

By means of the optimal command method, it is shown theoretically that this declutching control is able to lead to energy absorption levels at least as high as that of pseudo-continuous control. The methodology is then applied to the practical case of the SEAREV wave energy converter, and it is shown that declutching control can even lead to a higher energy absorption both in regular and irregular waves.

However, there exists also other control strategies for hydraulic PTO, such as the latching control proposed by de Falcao (2008). Future work will be done in order to determine which one of these strategies brings the higher capture width. One should also notice that the method used here cannot be implemented as such in the real world, as it requires the future knowledge of the excitation force. Hence, future work will be required in order to find a causal strategy to implement this control method in practical applications.

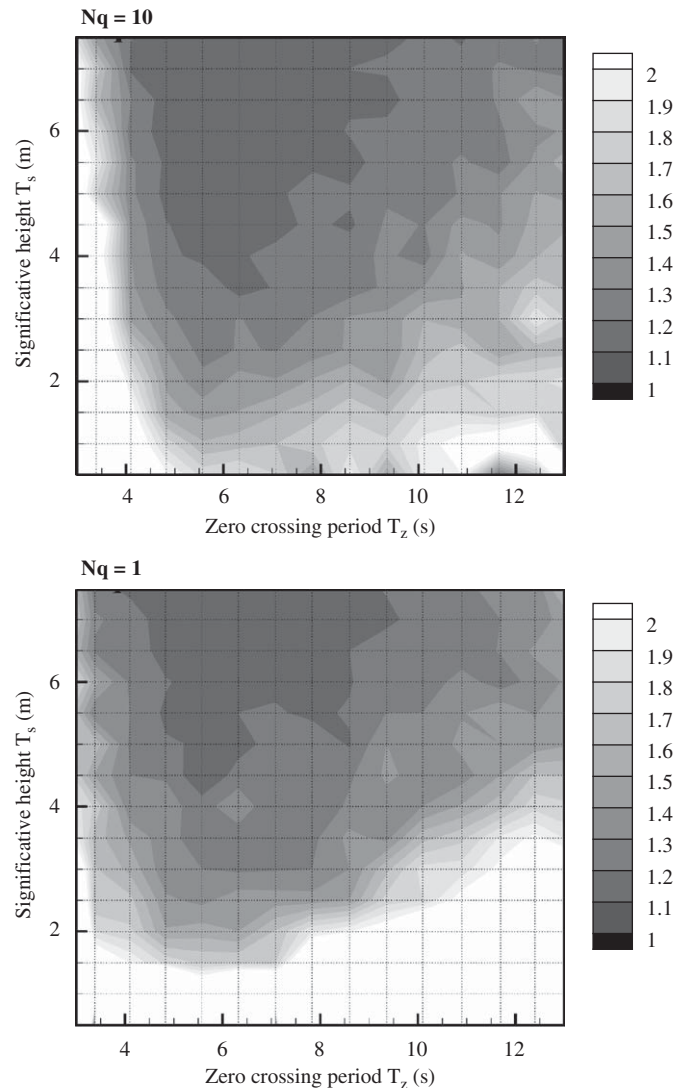


Fig. 13. Ratio charts of the mean absorbed power by the SEAREV WEC with a hydraulic PTO controlled by declutching and the mean absorbed power with a pseudo-continuous control. In top figure, the pseudo-continuous control was computed with the discretisation parameter $N_q = 10$ and in bottom figure N_q was set to one.

Appendix A

Using Eqs. (1), (2), (4), and (5), one can show that function \mathbf{f} of Eq. (9) is

$$\mathbf{f}(\mathbf{X}, u_c, u_m) = \begin{pmatrix} \dot{\mathbf{Y}} \\ (\mathbf{M} + [\boldsymbol{\mu}_\infty])^{-1}(\mathbf{F}_{ex} - [\delta]\mathbf{I} - (\mathbf{K}_H + \mathbf{K}_A)\mathbf{Y} + \mathbf{F}_{PTO}) \\ -u_c S_c |\dot{Y}_J| + u_m v_m \Omega \\ \gamma \frac{p}{V} (u_c S_c |\dot{Y}_J| - u_m v_m \Omega) \\ [\beta]\mathbf{I} + [\sigma]\dot{\mathbf{Y}} \end{pmatrix} \quad (21)$$

In the Hamiltonian, Eq. (19), the g and h functions are given by

$$g(\mathbf{X}, \boldsymbol{\Lambda}) = \boldsymbol{\Lambda}^t \begin{pmatrix} (\mathbf{M} + [\boldsymbol{\mu}_\infty])^{-1}(\mathbf{F}_{ex} - [\delta]\mathbf{I} - (\mathbf{K}_H + \mathbf{K}_A)\mathbf{Y}) \\ u_m v_m \Omega \\ -\gamma \frac{p}{V} u_m v_m \Omega \\ [\beta]\mathbf{I} + [\sigma]\dot{\mathbf{Y}} \end{pmatrix} \quad (22)$$

$$h(\mathbf{X}, \boldsymbol{\Lambda}) = (S_c(p - p_0)(\dot{Y}_J - \lambda) + \dot{Y}_J \left(\gamma \frac{p}{V} A_{2N_{dof}+2} - A_{2N_{dof}+1} \right)) \quad (23)$$

with the λ scalar function given by

$$\lambda = (A_{N_{dof+1}} \cdots A_{2N_{dof}})(\mathbf{M} + \boldsymbol{\mu}_{\infty})^{-1} \boldsymbol{\kappa} \quad (24)$$

and $\boldsymbol{\kappa}$ a vector such as

$$\kappa_i = \begin{cases} 1 & \text{if } i = j \\ 0 & \text{else} \end{cases} \quad (25)$$

References

- Babarit, A., 2005. Optimisation hydrodynamique et contrôle optimal d'un récupérateur de l'énergie des vagues. Ph.D. Thesis, Ecole Centrale de Nantes et Université de Nantes (in French).
- Babarit, A., Clément, A.H., 2006. Optimal latching control of a wave energy device in regular and irregular waves. *Applied Ocean Research* 28 (2), 77–91.
- Blondel, E., Ducrozet, G., Bonnefoy, F., Ferrant, P., 2008. Extreme wave characterization and prediction using an advanced higher-order spectral (HOS) model. In: *Proceedings of the 27th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Seoul, Korea, 5–10 October.
- Borne, P., Dauphin-Tanguy, G., Richard, J.P., Rotella, F., Zambettakis, I., 1990. Méthodes et techniques de l'ingénieur, Automatique: Commande et optimisation des processus. TECHNIP, Paris.
- Budal, K., Falnes, J., 1983. Status of the norwegian wave-power buoy project. Technical Report, Division of Experimental Physics, The Norwegian Institute of Technology, University of Trondheim.
- Chaplin, R., Aggidis, G., 2007. WRASPA, Wave interactions and control in a new pitching-surge point-absorber wave energy converter. In: *Proceedings of the Seventh European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Portugal.
- Clément, A.H., 1997. Hydrodynamique instationnaire linéarisée: mise en oeuvre d'une méthode de singularités utilisant un modèle différentiel de la fonction de Green. Technical Report LHN-9703, Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Nantes.
- Cummins, W.E., 1962. The impulse response function and ship motions. *Schiffstechnik*, 9, 101–109.
- Duclos, G., Clément, A.H., Chattry, G., 2001. Absorption of outgoing wave in a numerical wave tank using a self-adaptive boundary condition. *International Journal of Offshore and Polar Engineering* 11 (3), 168–175.
- de Falcao, A.F.O., 2007. Modelling and control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic power take-off and gas accumulator. *Ocean Engineering* 34, 2021–2032.
- de Falcao, A.F.O., 2008. Phase control through load control of oscillating-body wave energy converters with hydraulic PTO system. *Ocean Engineering* 35, 358–366.
- Henderson, R., 2006. Design, simulation and testing of a novel hydraulic power take off system for the Pelamis wave energy converter. *Renewable Energy* 31, 271–283.
- Hoskin, R., Nichols, N.K., 1986. Optimal strategies for phase control of wave energy devices. In: McCormick, M.E., Kim, Y.C. (Eds.), *Utilization of Ocean Waves: Wave to Energy Conversion*, pp. 184–199.
- Josset, C., Babarit, A., Clément, A.H., 2007. A wave-to-wire model for the SEAREV wave energy converter. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M—Journal of Engineering for the Maritime Environment* 221 (2), 81–93.
- Justino, P.A.P., de Falcao, A.F.O., 2000. Active relief-valve of an OWC wave energy device. In: *Proceedings of the Fourth European Wave Energy Conference*, pp. 295–300.
- King, B., 1987. Time-domain analysis of wave exciting forces on ships and bodies. Ph.D. Thesis, The University of Michigan.
- Molin, B., 2002. Hydrodynamique des structures offshore. Guides pratiques sur les ouvrages en mer. TECHNIP, editor.
- Salter, S.H., Taylor, J.R.M., Caldwell, N.J., 2002. Power conversion mechanisms for wave energy. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M—Journal of Engineering for the Maritime Environment* 216, 1–27.

Design Methodology for a SEAREV Wave Energy Converter

Marie Ruellan, Hamid BenAhmed, Bernard Multon, Christophe Josset, Aurelien Babarit, and Alain Clement

Abstract—This paper will begin by presenting two power take-off (PTO) technologies for the SEAREV wave energy converter (WEC) followed by the design methodology applied to electromagnetic generator cycles for the all-electric solution. The operating principle associated with the SEAREV WEC will be described before discussing the two conversion technologies intended to transform wave energy into electricity. The types of systems are twofold: hydroelectric and all-electric. The strong coupling between the hydrodynamic, mechanical, and electrical phenomena heavily influences the behavior of the recovery (PTO) system and leads to a complex system design that requires a full-scale modeling description. A unique design methodology for the all-electric conversion chain has been developed around several distinct control modes, including one featuring power leveling.

Index Terms—Design methodology, electromagnetic generator, optimization, wave energy conversion.

I. INTRODUCTION

ACCORDING to the World Energy Council (WEC) [1], between 140 and 700 TWh/year of wave energy are available and economically accessible, i.e., approximately 1–5% of the annual worldwide demand for electricity. The recoverable energy could reach as high as 2000 TWh/year with more efficient conversion systems. Swells are described as the overlapping of several gradual and monochromatic elementary waves, with all phases being random. Studies have shown that the sea state, i.e., the quantity of energy contained within each of the elementary waves making up a swell, is a slowly varying nonperiodic function. The sea state may be modeled, according to the hydrodynamic community, within the frequency space f by means of an energy spectrum that depends upon the following two parameters.

- 1) The significant height (peak-to-valley) is denoted by H_s . This parameter corresponds to the average height of the highest third of the waves [2].
- 2) The peak period of the waves $T_p = 1/f_p$, where f_p corresponds to the highest peak in the frequency spectrum of the wave field (see Fig. 1).

Fig. 1 shows a temporal measurement of the wave elevation. The significant height is indicated. The energy spectrum is also presented and the peak frequency is indicated.

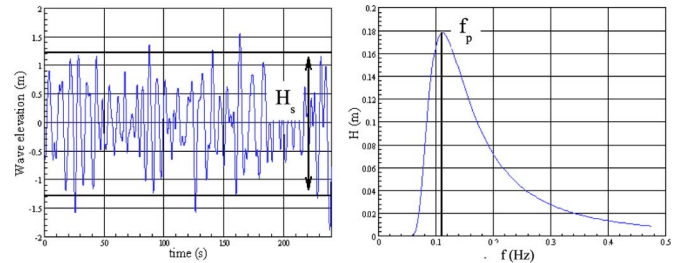


Fig. 1. Wave elevation measurement and wave energy spectrum.

TABLE I
EXEMPLARY SWELL ENERGY PROFILES

T_p (s)	H_s (m)	P (kW/m)
6	1	2.4
9	2.5	22.5
12	6	173

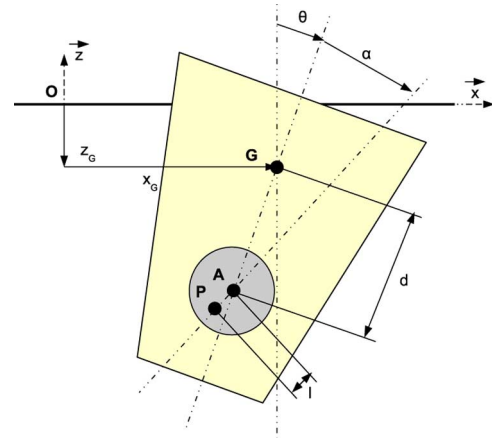


Fig. 2. Schematic diagram of the SEAREV pendular wave energy converter [4].

For an aleatory swell, the following equation yields an approximation for its energy potential (in watts per meter)

$$P = \frac{\rho g^2}{32\pi} H_s^2 T_p \quad (1)$$

where ρ is the mass density of water and g is the gravitational constant.

Table I provides an order of magnitude for the recoverable power P versus swell height H_s and peak period T_p .

II. PRINCIPLE BEHIND THE SEAREV SYSTEM

The WEC concept is based on a pendulum set in a closed buoy actuated by the swell through excitation forces [3], [4] (see Fig. 2). The lever or pendulum executes rotational

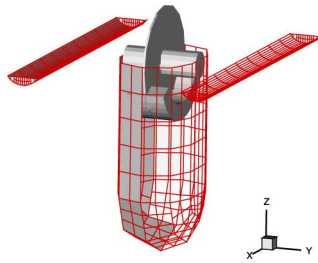


Fig. 3. Three-dimensional view of the SEAREV [4].

movements transmitted to an active recovery system (in turn coupled to a charge via an electronic power converter), which recovers a portion of its kinetic energy produced. In order to obtain a PTO well-suited to the swell characteristics associated with a particular geographic site, it is to be optimized by incorporating the actual measured swell cycles. Moreover, the design and optimization of such a system necessitate including the rather strong couplings physically existing between the hydrodynamic, mechanical, and control phenomena. In an initial approach, the electromechanical part may be modeled by a simplified recovery function and confined to the recovery braking torque, whose evolution over time has been optimized in the aim of maximizing, for a given set of excitation conditions, electrical energy while minimizing the size of the conversion chain.

The computation of the electrical power output requires determining movements of the coupled device {buoy + pendulum + generator with control}. Hence, a multiphysical hydrodynamic–mechanical–electrical modeling description must be derived. The movement is supposed to be plane.

The general equation to be solved is of the following form [3]:

$$M\ddot{\vec{X}} = \sum F_{\text{ext}}^{\vec{}} \quad (2)$$

where M represents the system's inertia matrix and $\vec{X} = [xG \ zG \ \theta \ \alpha]$ is the displacement vector (see Fig. 2). $F_{\text{ext}}^{\vec{}}$ is the vector of generalized forces

$$F_{\text{ext}}^{\vec{}} = \vec{F}_p + \vec{F}_H + \vec{F}_R + \vec{F}_s + \vec{T}_R \quad (3)$$

where F_p denotes the force being exerted by the pendulum; this force depends on X and on the set of geometric parameters for both the buoy and the pendulum. F_H stands for the hydrostatic force due to buoyancy. F_R is the so-called radiation force corresponding to the reaction of the {buoy + pendulum}. T_R is the energy recovery torque.

Swell excitation forces F_s are calculated from a set of imposed swell conditions for a given overall buoy geometry [5].

In the case of our simplified system setup, several simplifications have been made. Buoy movements are supposed to be small enough to linearize the equations. A monodirectional cylindrical wave (in infinite depth) is considered and, as a result, just three swell force components on the buoy warrant attention: the horizontal force F_{sX} , the vertical force F_{sZ} , and the y -axis moment $F_{s\theta}$. At last, the fluid-structure interaction has been modeled as part of the linearized theory of potential flow [6].

The buoy shape and the data are presented in Fig. 3 and Table II, respectively.

 TABLE II
 DIMENSIONS OF THE SEAREV [4]

Buoy	
Length	20 m
Width	16 m
Draft	14,4 m
Mass (steel)	277 tonnes
Water mass	8900 tonnes·m ²
Inertia	13000 tonnes·m ²
Pendulum	
Radius	4.18 m
Mass	272 tonnes
Pendular length	2.29 m
Inertia	1700 tonnes·m ²

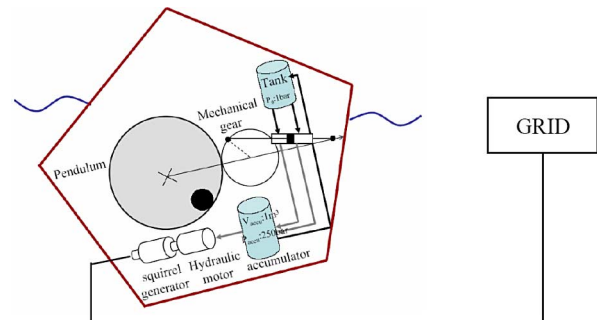


Fig. 4. Synopsis of the “hydroelectric” conversion chain.

III. ENERGY CONVERSION CHAIN

In the following section, the two technological solutions intended to convert mechanical energy from the pendulum excited by the swell into electrical energy, will be presented.

A. “Hydroelectric” Solution

In the specific case of wave energy converters, hydraulic conversion systems are often used given their suitability to wave energy applications, which display the following properties [7].

- 1) Low speeds and high forces are induced by the waves. In industry, hydraulic systems are commonly used whenever higher forces and smaller motions are required.
- 2) Power output fluctuates in both time and amplitude. Coupled with a pneumatic storage device, the PTO can smooth incident power fluctuations.

With the hydraulic solution, the SEAREV PTO is composed of five main elements. First, a mechanical gear is used in order to increase rotational speed while decreasing the input torque. A double-effect linear hydraulic ram, connecting the gear to the floating hull, then transforms the rotation into a high-pressure form; it pumps fluid from the low-pressure tank (atmospheric pressure–1 bar) to the high-pressure accumulator (250 bar), whose volume equals 1 m³. Energy is stored in this accumulator by means of gas compression. Once enough energy has been stored, the accumulator supplies pressurized fluid at a nominal flow rate to a hydraulic motor coupled to an induction generator, which in turn is directly coupled to the grid (see Fig. 4). Electricity can then be generated and the fluid is released back into the tank at low pressure. A sample of the results obtained from this study appear in Table III.

TABLE III
RESULTS USING HYDRAULIC PTO

T_p (s)	H_s (m)	Viscous damper		Hydraulic PTO	
		$E_{extracted}$ (kWh)	$E_{extracted}$ (kWh)	P_0 (bar)	$P_{nominal}$ (kW)
9	1	8	8	30	300
9	3	62	82	150	300
9	5	130	155	190	340

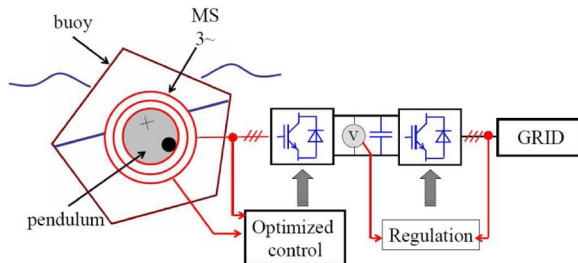


Fig. 5. Synopsis of the electromagnetomechanical conversion chain for the all-electric solution.

B. All-Electric Solution

An all-electric solution has also been assessed for potential industrial application following an initial electrohydraulic phase (see Section III-A). The remainder of this paper will lay out the design methodology for this solution. The pendulum is damped by an electromagnetic generator driven by an insulated gate bipolar transistor (IGBT) static converter using pulsewidth modulation (two three-phase bridges, back-to-back on both the machine, and network sides), in association with a system that imposes a set of optimized control laws. The generator may be directly coupled to the pendulum (i.e., direct drive) or coupled via a mechanical multiplier (both of these options are currently under study) (see Fig. 5). The research presented herein concerns the optimal electromagnetic generator design and its static converter solely in the direct-drive mode. The multiphysical couplings and the swell cycle complexity necessitate for developing a specific design optimization methodology that incorporates the control laws.

IV. DESIGN METHODOLOGY FOR THE ALL-ELECTRIC SOLUTION

A. Heavily Coupled Multiphysical Problem

This section will address the design methodology employed for the electromagnetomechanical solution. The system is submitted to fluctuating swells that have previously been characterized. In order to recover the maximum amount of energy, certain elements need to be optimized, namely the hydrodynamic shape of the system, the electromagnetic generator, and the control strategy. The coupling between system elements is strong. The buoy has been optimized by the fluid mechanics research team at the Ecole Centrale Engineering School in Nantes (western France) [8], while optimization of the electric generator was performed by the Systems of Applications of Informational Technologies and Energy (SATIE) laboratory team working at the École Normale Supérieure (ENS) de Cachan educational

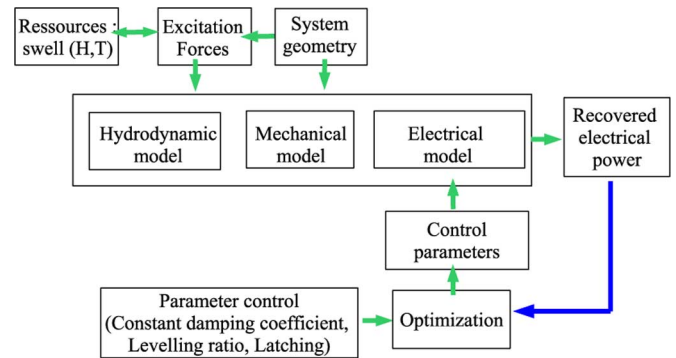


Fig. 6. Synopsis of the swell generator design.

facility. This generator will basically be handled like a device capable of imposing a braking torque $T_R(t)$. Following optimization, it appears that a viscous friction type of torque shape is indeed well adapted

$$T_R(t) = \beta \dot{\theta}(t). \quad (4)$$

The reaction of this braking torque first on the pendulum, then, on both the buoy and the swell, has well been taken into account by the general model.

Based on these excitation forces and in accordance with a multiphysical hydrodynamic–mechanical–electrical model, the power and the electrical energy output are calculated at each point in time over a fixed period ΔT . Given the coupling indicated earlier, the choice of the control mode exerts a significant influence on overall system behavior, as well as on generator design. The optimization step consists of seeking the law of instantaneous electromagnetic torque variation $T_R(t)$ that maximizes energy output and minimizes peak power. Fig. 6 illustrates this optimization methodology.

B. Control Modes

Three distinct control methods have been examined [9], which are as follows:

- 1) optimization of the viscous damping coefficient β ;
- 2) power leveling;
- 3) latching-based control [6], [10].

1) *Optimization With Constant Damping Coefficient β* : First, a viscous damping type of torque is imposed

$$T_R(t) = \beta \dot{\theta}(t)$$

where β is the viscous damping coefficient, which remains constant over the full cycle (including the startup phase with the transient pendular motion), and which must be optimized. The optimization problem consists of seeking the values of β such that the mechanical energy output W_e is maximized. Fig. 7 presents the mechanical energy output according to the viscous damping for two wave cycle simulations

$$E_e = \int \beta \theta(\dot{t})^2 dt. \quad (5)$$

Simulations must be run over period cycles $\Delta T \gg T_p$ long enough to reach the mechanically settled operating range. A

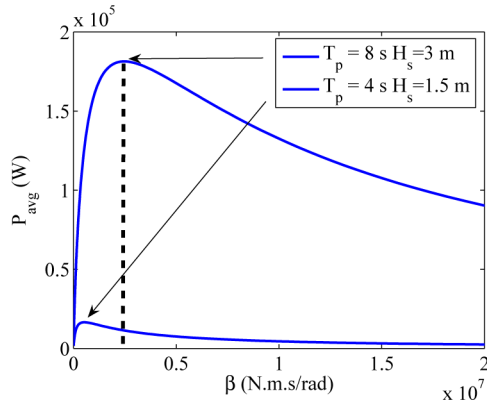


Fig. 7. Average power versus damping coefficient β .

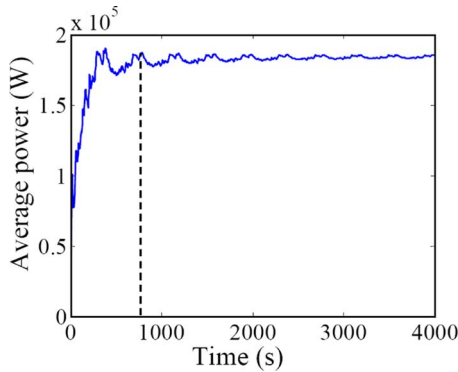


Fig. 8. Average power versus simulation time.

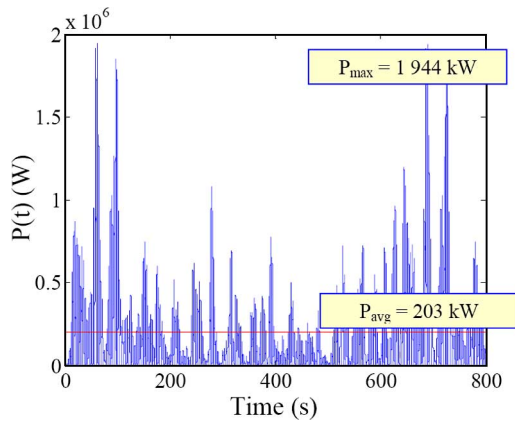


Fig. 9. Power output with constant β_{opt} over the entire cycle.

sensitivity study of simulation time with respect to the average power calculation has been conducted. A minimum simulation time thus proves necessary before the transient state can be neglected. We set a simulation time of 800 s for the purpose of our simulation runs (see Fig. 8).

Fig. 9 displays the fluctuations in power output over a 800-s cycle for a swell with a characteristic height of 3 m and period of 8 s; this swell will constitute our reference for the remainder of the discussion. The graph shows the very strong variations in instantaneous power, which turn out to be highly disadvantageous in terms of both system cost and quality of energy produced.

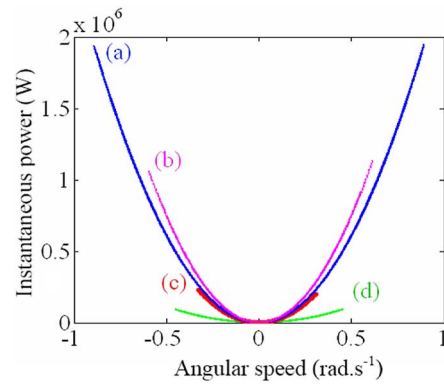


Fig. 10. Point cloud of the instantaneous power versus angular speed for several swells. (a) $T_p = 8$ s and $H_s = 3$ m. (b) $T_p = 10$ s and $H_s = 3$ m. (c) $T_p = 5$ s and $H_s = 1$ m. (d) $T_p = 5$ s and $H_s = 2$ m.

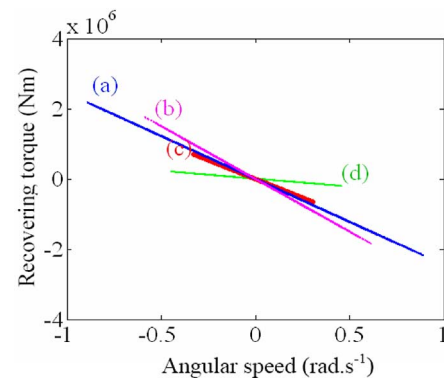


Fig. 11. Point cloud of the instantaneous torque versus angular speed for several swells. (a) $T_p = 8$ s and $H_s = 3$ m. (b) $T_p = 10$ s and $H_s = 3$ m. (c) $T_p = 5$ s and $H_s = 1$ m. (d) $T_p = 5$ s and $H_s = 2$ m.

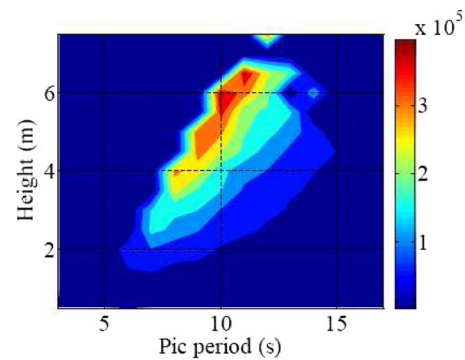


Fig. 12. Scatter diagram of average power output (in watts) with constant β_{opt} over a cycle with constant characteristics.

Simulations were also run on various types of swells. The plots of speed versus power (see Fig. 10) and speed versus torque (see Fig. 11) have been traced for four types of swells.

The optimal value of damping coefficient β_{opt} depends on the type of swell acting upon the system and must be adjusted for swell characteristics. The average power output levels (see Fig. 12) along with the corresponding optimal values of recovery coefficient β_{opt} (see Fig. 13) will be presented, in the form of a scatter diagram, for various types of swells.

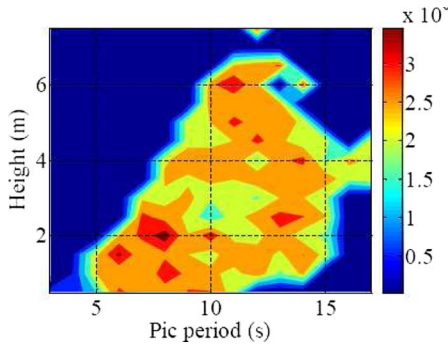


Fig. 13. Scatter diagram of optimal recovery damping coefficient (in Nms/rad) with constant β_{opt} over a cycle with constant characteristics.

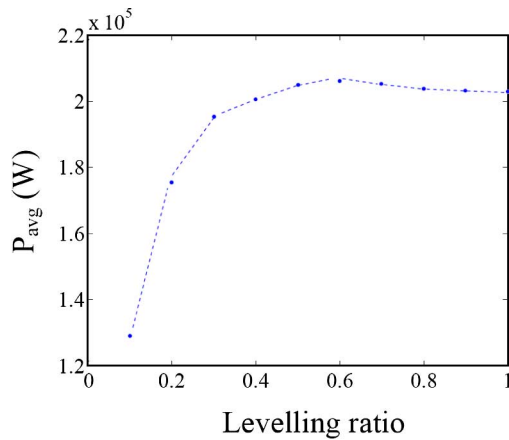


Fig. 14. Power output versus leveling power α .

2) *Power Leveling*: The sizable fluctuations in power output cause the electric conversion system to be oversized. A leveling of the converted power would therefore serve to better optimize the economic return. This leveling is obtained in the present case by means of modifying (reducing) the value of the recovery damping coefficient β . For these phases, in which the power lies below the imposed leveling power, the value of β is held at an optimized constant, in order to maximize average power over the entire cycle. For these phases, in which the power generated is greater than the leveling power, the coefficient β varies temporally such that the power generated remains constant and equal to the leveling power (i.e., generator operating at constant power).

The leveling power is defined as follows (α is the leveling ratio):

$$P_{lev} = \alpha P_{\max \text{ before leveling}}$$

Such a control has enabled recovering a certain amount of average power (see Fig. 14) while limiting the average power-to-peak power ratio (see Fig. 15). This power recovery is indeed characteristic of the power electronics design. The generator is not directly related to the peak power and undergoes a separate optimization procedure. We show (see Figs. 16 and 17) in both the speed, power planes and speed, torque planes the set of points swept during a single swell cycle and for various leveling ratios on the reference swell.

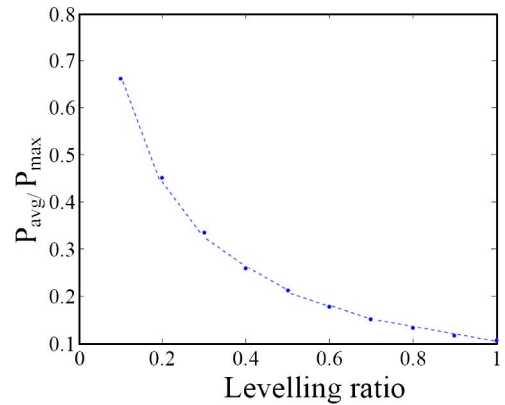


Fig. 15. Average power to maximum power ratio versus leveling power α .

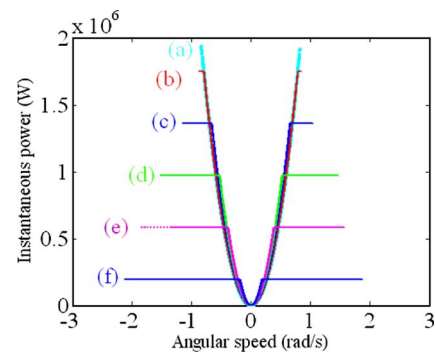


Fig. 16. Point cloud of the instantaneous power versus angular speed for several power leveling ratios. (a) $\alpha = 1$. (b) $\alpha = 0.9$. (c) $\alpha = 0.7$. (d) $\alpha = 0.5$. (e) $\alpha = 0.3$. (f) $\alpha = 0.1$.

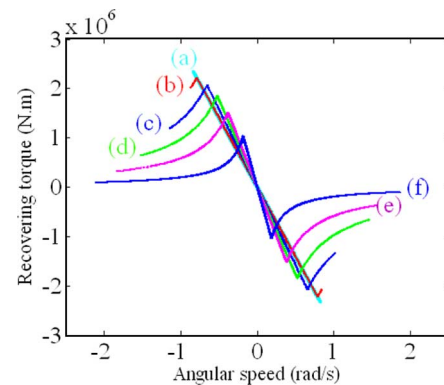


Fig. 17. Point cloud of the instantaneous torque versus angular speed for several power leveling ratios. (a) $\alpha = 1$. (b) $\alpha = 0.9$. (c) $\alpha = 0.7$. (d) $\alpha = 0.5$. (e) $\alpha = 0.3$. (f) $\alpha = 0.1$.

Fig. 18 depicts an instantaneous recording of the power for a leveling ratio of 30%, obtained for the reference swell.

3) *Latching*: Latching control consists of locking (latching) the motion of the body at the instant when its velocity vanishes, while waiting for the wave force to have reached the optimal phase to release the body. The body then starts moving from this initial position to the next vanishing velocity position, where it is once again latched, etc. Instead of being a smooth, continuous function, the body position is a succession of transient motion ramps separated by resting stages. Action upon the system is

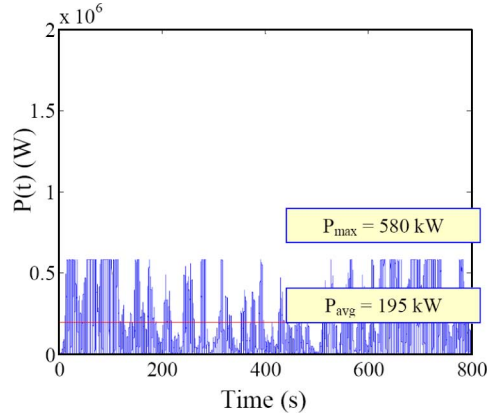


Fig. 18. Power output after power leveling (30% ratio).

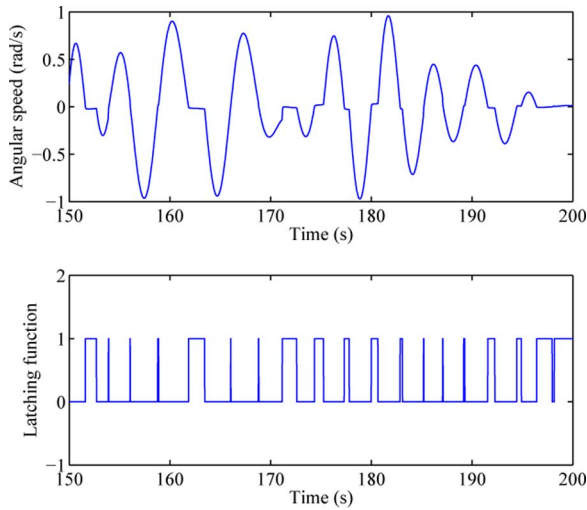


Fig. 19. Zoom on the angular speed and latching function.

therefore binary: either the body is latched, or it is free to move, as illustrated by Fig. 19 and the following equation:

$$E_e = \int \beta \dot{\theta}(t)^2 (1 - u(t)) dt \quad (6)$$

with

$$\beta(t) = \begin{cases} 1, & \text{as we stop the pendulum at } \dot{\theta} = 0 \\ 0, & \text{as the pendulum is free to move.} \end{cases}$$

The instant of latching is imposed by the dynamics of the body itself (i.e., vanishing velocity); therefore, the control variable is simply the duration of the latching phase t , or equivalently, the instant of release. This mode of control, applied to the heave motion of the buoy, was proposed by Budal and Falnes [6]. It allows to increase the pendulum position and velocity amplitude, and thus, to increase the average power output. Fig. 20 provides an example of results obtained under the same conditions, as for the two other strategies with latching control.

C. Electromagnetic Generator

We have sought to perform a preliminary design of the electromagnetic generator on the basis of results obtained from a

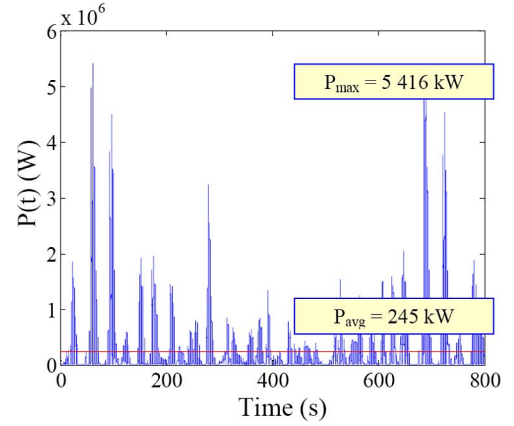


Fig. 20. Power output with latching control.

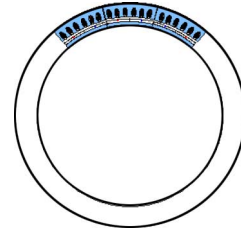


Fig. 21. Generator architecture—A synchronous machine with radial flux and mounted surface magnets (only three pole pairs shown).

TABLE IV
RESULTS TABLE FOR THE THREE CONTROL MODES

	constant β_{opt}	Power leveling	latching
$\langle P \rangle_{opt}$ (kW)	203	195	245
\hat{P}_{opt} (kW)	1944	583	5416
$\frac{\langle \hat{P} \rangle_{opt}}{\hat{P}_{opt}}$	0,10	0,34	0,05
Max. speed (rad/s)	0,8	1,8	1,4
Max. torque (kN.m)	756	775	830
RMS torque (kN.m)	2341	1524	3907

given swell cycle (i.e., our reference cycle) and with the various types of control already presented (see Fig. 21). This design study is conducted on a classical synchronous machine structure featuring surface magnets and a radial field. The study does not allow determining the optimal machine, yet has yielded an applicable methodology [11]–[13].

Table IV presents the power output, peak power, rms torque, maximum torque, and maximum speed for the three control modes.

The goal herein is to determine the set of optimal geometric characteristics for the synchronous generator that enable minimizing, from a Pareto perspective, two conflicting objectives: total losses and the mass of active parts. This search is carried out by focusing on the torque $T_R(t)$ and rotational speed obtained during the previous system optimization steps over a given operating cycle. In what follows, we will focus solely on the direct-drive solution. Total mass constitutes one criterion among others, as the cost of raw materials could be used similarly in weighting materials by their specific cost instead of their mass density. The design outcome for a swell with a characteristic height of 3 m and period of 8 s (i.e., the reference swell) is

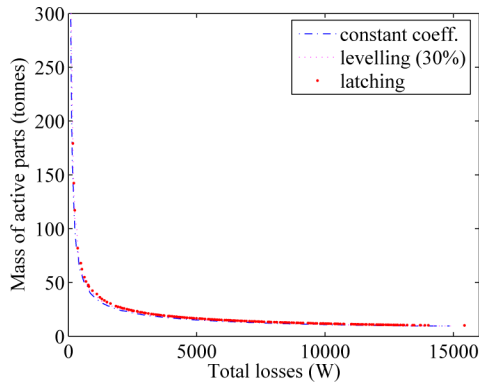


Fig. 22. Optimization of the three control modes in direct drive.

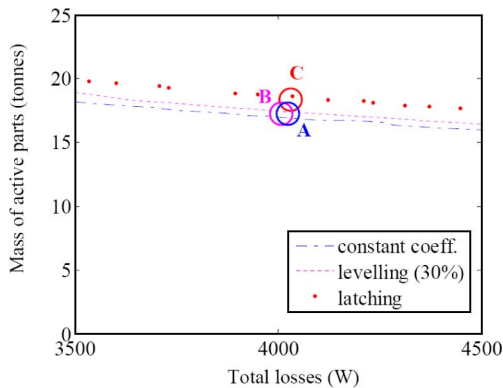


Fig. 23. Zoom of the Pareto front presented on Fig. 22.

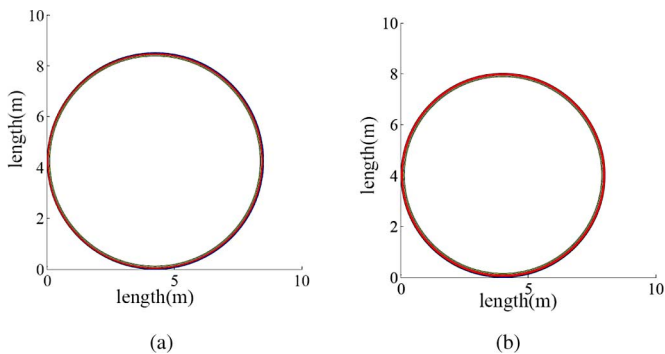


Fig. 24. Optimal geometry when employing the various control strategies: (a) constant β and (b) power leveling.

shown in Fig. 22. Depending on the site where the swell generator is located, these characteristics might not necessarily be the most severe, but merely serve as an example. As we can see, the objectives are actually contradictory. The maximum total losses are achieved with the latching control and are equal to 15.4 kW. At last, the three Pareto front are very closed (see Figs. 23–25).

The dimensions of machines with the same 4-kW losses can now be compared for the all three control modes [9] (see Table V).

It should be remarked that the generator design for this particular swell is only minimally affected by the choice of control mode (as we could already suppose with the Pareto front). Latching proves to be slightly less favorable. The discrepancy

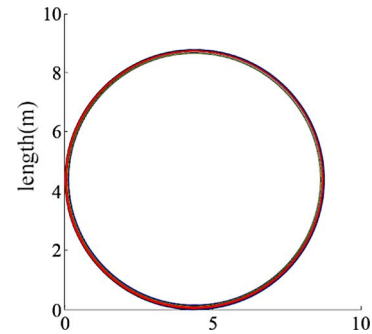


Fig. 25. Optimal geometry when employing the latching control.

TABLE V
OPTIMIZATION RESULTS IN DIRECT DRIVE

	A(-.-)	B(-)	C(.)
Total active mass (tonnes)	17	17.4	18.6
Magnet mass (tonnes)	7.4	7	7
Active volume (m ³)	2.0	2	2.2
External radius (m)	4.3	4	4.4
Length (m)	0.5	0.5	0.5
Number of poles pair (p)	471	491	497
<P _j +P _{mg} > (kW)	3.9	4	4.1

is especially noteworthy on peak power, and thus, on the cost associated with the static converter.

V. CONCLUSION

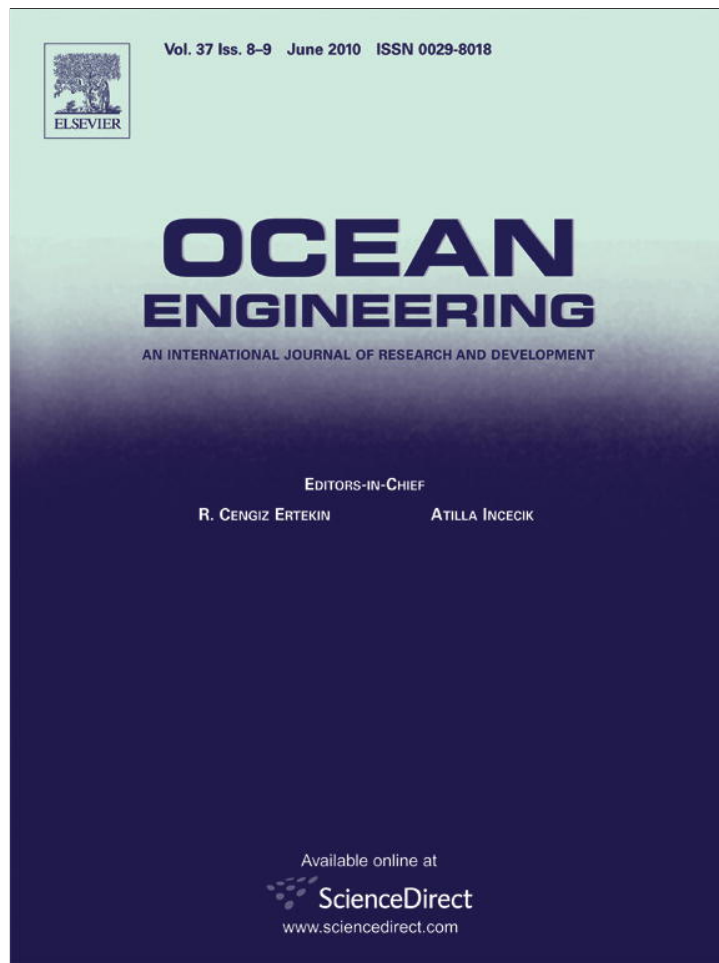
This paper has first presented the wave energy converter SEAREV. Second, a design methodology for the all-electric solution adapted to SEAREV was proposed. Three control modes were studied, specifically one with a constant viscous damping over the swell cycle with a given set of characteristics and power leveling. This particular mode strikes a better economic compromise in designing the entire power conversion chain. Moreover, this control method seems quite straightforward to implement under real-world conditions, since sea-state characteristics do not change abruptly in reality, and adjusting damping based on a direct evaluation of the sea state can be easily conceived. Optimization results on the peak power design (high levels for the power electronic converter) and in terms of electromagnetic generator mass, with a very large number of poles, were compared across the various control modes. The viscous damping and leveling control therefore appear to be the most promising, although considerable work still needs to be carried out. Power leveling actually requires a field-weakening operating range, and the autopilot angle parameter is to be included in the optimization approach. The incorporation of all-system execution constraints will moreover make it possible to determine which electromagnetic conversion structures and electromechanical architecture work best for optimal lever integration. The design methodology described in this paper can thus be reused with the specific design models of the selected structure. Two PTO technologies have been presented: hydroelectric and the all-electric. For now, it is difficult to compare the two solutions objectively without any real system optimization.

REFERENCES

- [1] T. Thorpe, "Wave energy," *2004 Survey of Energy Resources*. Montreal, PQ, Canada: World Energy Council, 2004, ch. 15, pp. 401–417.
- [2] [Online]. Available: <http://www.ifremer.fr/anglais/> 2010.
- [3] A. Babarit, "Hydrodynamic optimisation and optimal control of a wave energy converter," *Optimisation hydrodynamique et contrôle optimal d'un récupérateur d'énergie des vagues* (in french), thesis, 2005.
- [4] A. H. Clement *et al.*, "Autonomous electrical system for wave energy conversion," *Système Electrique Autonome de Récupération de l'Energie des Vagues* (in french), French Patent, 2004.
- [5] B. Moli, *Hydrodynamic of Offshore Structures*, in French ed. Paris, France: Technip, 2002.
- [6] J. Falnes, *Ocean Waves and Oscillating Systems: Linear Interactions Including Wave-Energy Extraction*. Cambridge, U.K.: Cambridge Univ. Press, 2002.
- [7] C. Josset, A. Babarit, and A. H. Clement, "A wave-to-wire model of the SEAREV wave energy converter," *J. Eng. Maritime Environ.*, to be published.
- [8] A. Babarit and A. H. Clement, "Shape optimization of the SEAREV wave energy converter," presented at the 9th World Renewable Energy Congress, Florence, Italy, 2006.
- [9] M. Ruellan, H. B. Ahmed, B. Multon, A. Babarit, and A. H. Clement, "Control influence on electromagnetic generator pre-design for wave energy converter," presented at ICEM 2006, Chania, Greece, Sep. 2–5, CD-ROM.
- [10] J. Hals, T. Bjarte-Larsson, and J. Falnes, "Optimum reactive control and control by latching of a wave-absorbing semisubmerged heaving sphere," in *Proc. OMAE2002, 21st Int. Conf. Offshore Mech. Arctic Eng.*, Jun. 2002, pp. 1–9.
- [11] J. Regnier, B. Sareni, X. Roboam, and S. Astier, "Optimal design of electrical engineering systems using Pareto genetic algorithms," presented at 10th Eur. Conf. Power Electron. Appl., Toulouse, France, 2003.
- [12] E. Fitam, F. Messine, and B. Nogarede, "The electromagnetic actuator design problem: A general and rational approach," *IEEE Trans. Magn.*, vol. 40, no. 3, pp. 1579–1590, May 2004.
- [13] M. A. Mueller, H. Polinder, and N. Baker, "Current and novel electrical generator technology for marine renewable energy applications," presented at IEMDC 2007, Mai, Antalya, Turkey, CD-ROM.

Author's photographs and biographies not available at the time of publication.

Provided for non-commercial research and education use.
Not for reproduction, distribution or commercial use.



This article appeared in a journal published by Elsevier. The attached copy is furnished to the author for internal non-commercial research and education use, including for instruction at the authors institution and sharing with colleagues.

Other uses, including reproduction and distribution, or selling or licensing copies, or posting to personal, institutional or third party websites are prohibited.

In most cases authors are permitted to post their version of the article (e.g. in Word or Tex form) to their personal website or institutional repository. Authors requiring further information regarding Elsevier's archiving and manuscript policies are encouraged to visit:

<http://www.elsevier.com/copyright>



Impact of long separating distances on the energy production of two interacting wave energy converters

Aurélien Babarit

Laboratoire de Mécanique des Fluides (CNRS UMR6598), Ecole Centrale de Nantes, 1 Rue de la Noë B.P 92101, 44321 Nantes Cedex 3, France

ARTICLE INFO

Article history:

Received 11 December 2009

Accepted 4 February 2010

Available online 10 February 2010

Keywords:

Wave energy converter

Array

Wave interactions

Separating distance

ABSTRACT

In this paper, wave farms composed of two either surging or heaving wave energy converters are considered. Using a numerical model which takes into account wave interactions, the impact on the absorbed wave power of the separating distance between the two systems and the wave direction is studied. In regular waves, a modified q_{mod} factor is introduced and it is found to be more relevant than the usual q factor for identifying this impact. Then, it is shown that, asymptotically, the alteration of the energy absorption due to wave interaction effects decreases with the square root of the distance. This is a slow decay, which leads to a still significant modification of the wave energy absorption at long distance (up to 15% at a distance of 2000 m). In irregular waves, it is shown that constructive and destructive effects compensate each other, particularly when considering the mean annual power. It leads to a smaller impact of the wave interactions on the absorbed energy and shorter distances (smaller than 10% for distances greater than 400 m). Finally, conclusions on if wave interactions should be taken into account or not when designing a wave farm are drawn in function of the distance.

© 2010 Elsevier Ltd. All rights reserved.

0. Introduction

Wave energy converters (WECs) are designed to be deployed in large arrays composed of many systems. In such arrays, each single system interacts with all the others by absorbing, radiating and diffracting waves. These wave interactions have an impact on the energy output from arrays, which motivated many research studies over the last decades.

The effect of array interactions on the energy production is usually quantified by the q factor, defined as the ratio between the output power from an array of N systems divided by N times the output power from a single isolated system. If $q < 1$, it means that the averaged energy production of each system in the array is lower than the energy production of isolated systems. Hence, the wave interferences have a destructive effect on the output power of the wave farm. Reversely, if $q > 1$, the effect is constructive.

In the pioneering work of Budal (1977), Evans (1979) and Falnes (1980), it has been shown that the q factor can be either higher or lower than 1 depending on the wave frequencies and the array layout. This means that it can exist farm arrangements in which the energy production from a sum of WECs is more than the sum of the energy production of each single WEC. However, in Thomas and Evans (1981), it is stated that farm layouts should be designed in order to minimise destructive interferences for practical applications. Since then, many studies have been

conducted by various authors on linear arrays of small devices (Simon, 1982; McIver and Evans, 1984; Mavrakos and McIver, 1997; Falcão, 2002; Justino and Clément, 2003; Child and Venugopal, 2007; Cruz et al., 2009; Weller et al., 2009).

In most of these studies, only closely spaced arrays are considered. In such arrays, wave interactions are strong because each WEC feels the wave perturbation coming from one or several others WECs in the array. It is well known (Falnes, 2002) that the wave perturbation is composed of a near field part which decays with the inverse distance to the body which generated it; and a far field part which decays with the square-root of that distance. Hence, when the distance between the WECs in the array is sufficiently large, wave interactions become negligible.

For practical reasons (moorings for example), arrays of WECs can become sparse, with typical separating distances of a few hundred meters. Taking into account the considerations of previous paragraph, one could ask if the WECs are far enough in order to neglect the wave interactions. This is the question addressed in this study by considering two arrays of two generic wave energy converters—one heaving and one surging device—located at several different distances one from the other.

In the first part of this paper, a numerical model of the array is derived in the frequency domain. In the second part, results of numerical simulation are presented, both in regular and irregular waves. In conclusion, range of distances for which it seems to be worth taking into account wave interactions or not are proposed.

E-mail address: aurelien.babarit@ec-nantes.fr

1. Methods

1.1. Equation of motion of two wave energy converters

Let us consider two basic arrays of wave energy converters, Fig. 1. The first array, array I, is composed of two semi-submerged cylinders and the second array, array II, of two semi-submerged rectangular shaped floating bodies. The diameter of each cylinder is taken equal to 10 m and their draught is equal to 10 m, corresponding to a displacement V_1 of around 785 m³. It is assumed that both cylinders can move only in the heave motion z (i.e. along the vertical axis), with all other degrees of freedom ideally restricted. For the second array, the width and draught of the two bodies are taken equal to 10 m in order to have the same surface facing the waves and the length is taken equal to 7.85 m in order to have a volume similar as the one of the cylinders. Their motion is restricted to the surge motion x , all other degrees of freedom being ideally restricted. For both arrays, an idealised power take off (PTO) is considered, composed of a linear spring and damper system with stiffness k_{PTO} and damping coefficient b_{PTO} .

Let us note with index $_1$ and $_2$ all quantities related, respectively, to the first and with the second system in each array. Let z_1 and z_2 be the heave motion of each buoy in the first array, and x_1 and x_2 be the surge motions in the second one. Let $\mathbf{X}=(z_1 \ z_2)^t$ (respectively $(x_1 \ x_2)^t$) be the position vector of the whole array. Assuming the fluid to be non-viscid and incompressible, the flow to be irrotational, and the amplitude of motions and waves to be sufficiently small in comparison with the wavelength and the dimensions of the bodies, the classical linearised potential theory can be used as a framework for calculation of the fluid–structure interactions. Hence, one can write the equation of motion of the WEC in the frequency domain for unitary wave amplitude and a wave frequency ω :

$$(\mathbf{M} + \mathbf{AM}(\omega))\ddot{\mathbf{X}} + (\mathbf{B}_{PTO} + \mathbf{B}(\omega))\dot{\mathbf{X}} + (\mathbf{K}_H + \mathbf{K}_A + \mathbf{K}_{PTO})\mathbf{X} = \mathbf{F}_{ex} \quad (1)$$

with:

- $\mathbf{X} = \Re(\bar{X}e^{i\omega t})$ and $\dot{\mathbf{X}}, \ddot{\mathbf{X}}$ being, respectively, the velocity and acceleration vectors of the WECs.
- $\mathbf{M} = \begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix}$ the mass matrix of the system. As it is considered identical bodies in each of both arrays, $m_1 = m_2 = 785$ t.

- $\mathbf{K}_H = \begin{pmatrix} kh_1 & 0 \\ 0 & kh_2 \end{pmatrix}$ the hydrostatic stiffness matrix of the system. In the array composed of heaving cylinders, $kh_1 = kh_2 = 770$ kN m⁻¹. In the array composed of surging barges, $kh_1 = kh_2 = 0$ kN m⁻¹.
- \mathbf{K}_A an additional stiffness matrix which represents the action of possible moorings. In this study, it was neglected, i.e. $\mathbf{K}_A = \mathbf{0}$ in both arrays.
- $\mathbf{AM}(\omega) = \begin{pmatrix} am_{11} & am_{12} \\ am_{21} & am_{22} \end{pmatrix}$ the added mass matrix and $\mathbf{B}(\omega) = \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{pmatrix}$ the wave damping matrix which represent the radiation of waves by the body when it moves. In these matrices, the nondiagonal terms are not anymore equal to 0. They represent the pressure force measured on one body due to the radiated wave associated with a motion of the other one. For obvious symmetry reasons, $am_{11} = am_{22}$, $am_{12} = am_{21}$, $b_{11} = b_{22}$, $b_{12} = b_{21}$.
- $\mathbf{F}_{ex} = \Re(\bar{F}_{ex}e^{i\omega t})$ is the excitation vector per unit of wave amplitude, associated to the action of incident and diffracted wave fields upon the WECs.
- $\mathbf{K}_{PTO} = \begin{pmatrix} k_{PTO} & 0 \\ 0 & k_{PTO} \end{pmatrix}$ and $\mathbf{B}_{PTO} = \begin{pmatrix} b_{PTO} & 0 \\ 0 & b_{PTO} \end{pmatrix}$ are the matrices associated with the action of the PTOs. In array I, k_{PTO} is set equal to 0. In array II, k_{PTO} is tuned in order the surging barges to have the same natural frequency than the heaving cylinders of array I. For both arrays, the value of b_{PTO} has been tuned in order to achieve the maximum energy absorption at the natural frequency ω_0 of an isolated device. Following Falnes (2002), it has been set equal to the wave damping coefficient, i.e: $b_{PTO} = b_{isolated}(\omega_0)$.

In regular waves, the mean power extracted by each buoy in the array per unit of wave amplitude is given by

$$p_i = \frac{1}{2} b_{PTO} \omega^2 |\bar{X}_i|^2 \quad (2)$$

with $i \in 1, 2$. For the whole array, the mean absorbed power is

$$p = \sum_{i=1}^2 p_i \quad (3)$$

In irregular waves, characterised by a wave energy spectrum S , the mean power extracted by each buoy is given by

$$P_i = \int_0^{+\infty} S(\omega) p_i(\omega) d\omega \quad (4)$$

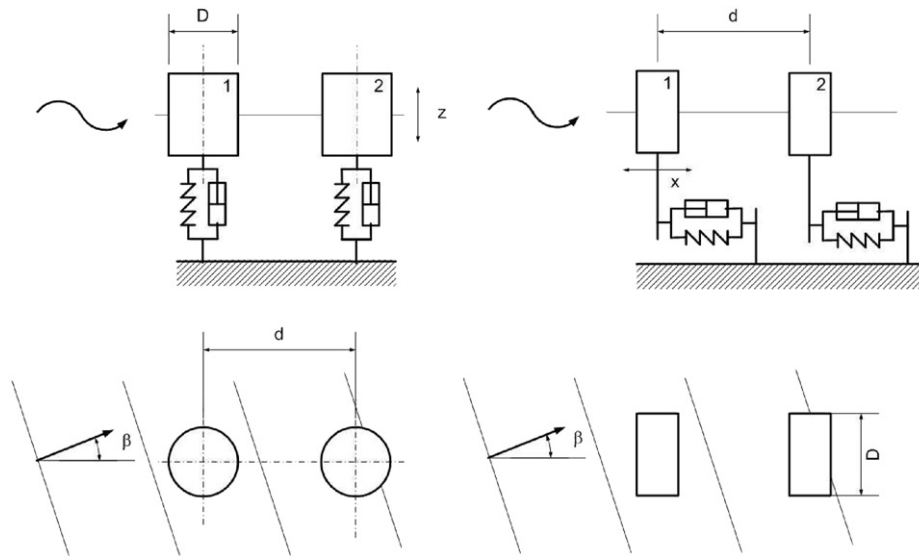


Fig. 1. Schematic representation of two arrays of generic wave energy converters. On the left, array I is composed of two heaving cylinders. On the right, array II is composed of two surging barges.

In this study, the standard Jonswap energy spectrum $S(H_S, T_1, \gamma)$ (Molin, 2002) has been used, in which H_S is the significant wave, T_1 is the peak period and γ gives the frequency spreading. The frequency spreading parameter has been taken equal to $\gamma = 3.3$ in all sea states (H_S, T_1) .

Using wave data statistics at a given location, one can calculate the annual mean wave power absorbed by each body $\langle P_i \rangle$. Let $C(H_S, T_1)$ be the probability of occurrence of each sea state (H_S, T_1) . $\langle P_i \rangle$ is given by

$$\langle P_i \rangle = \sum_{(H_S, T_1)} C(H_S, T_1) P_i(H_S, T_1) \quad (5)$$

For the whole array, the mean absorbed power is

$$\langle P \rangle = \sum_{i=1}^2 \langle P_i \rangle \quad (6)$$

In this study, wave data statistics measured by a datowell a few kilometers offshore from Yeu island (on the French Atlantic coast) were used, see Fig. 2.

1.2. Numerical model

A numerical model was written in Fortran to solve Eq. (1). The hydrodynamic coefficients $\mathbf{AM}(\omega)$, $\mathbf{B}(\omega)$ and $\mathbf{F}_{ex}(\omega)$ were calculated using the BEM based code AQUADYN (Delhommeau, 1993). In order to minimise the number of parameters, all calculations were performed in deep water. Although the water depth may have an influence on the results, it has been chosen not to consider this parameter in this study to keep it simple.

The hydrodynamic coefficients calculated using AQUADYN are plotted in Fig. 3 in the case of array I, the WECs being separated by a distance of 10 diameters. For the sake of comparison, the hydrodynamic coefficients of a single isolated body have also been plotted. One could notice that the amplitude of the crossed coupled wave damping coefficients b_{12} can be of an order of magnitude close to b_{11} , which shows the interaction between the buoys in the velocity-proportional part of the radiation force. This interaction is not as strong in the acceleration part of the radiation force, in which the crossed coupled added mass coefficients are, at most, 10 times smaller than the diagonal ones.

About the wave excitation force coefficient, the interaction effect appears to be small. One could have expected that the main effect of wave interactions would have been experienced by the second system which lies in the wake of the first system (which meets the wave first) but it appears that it happens the contrary. One can see that the wave excitation force coefficient of the

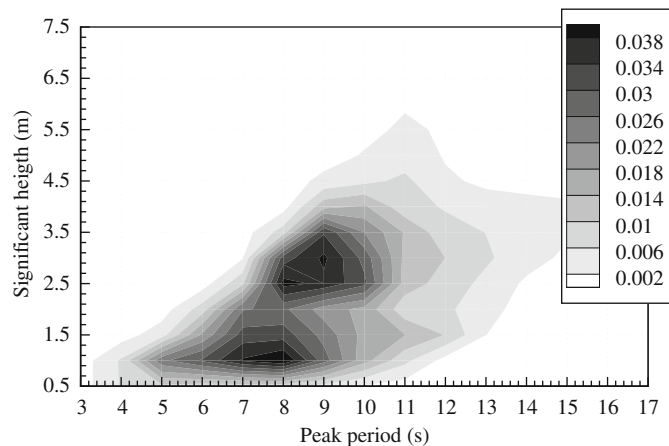


Fig. 2. Wave scatter diagram for Yeu island (46°41.45' N, 2°25.65' W).

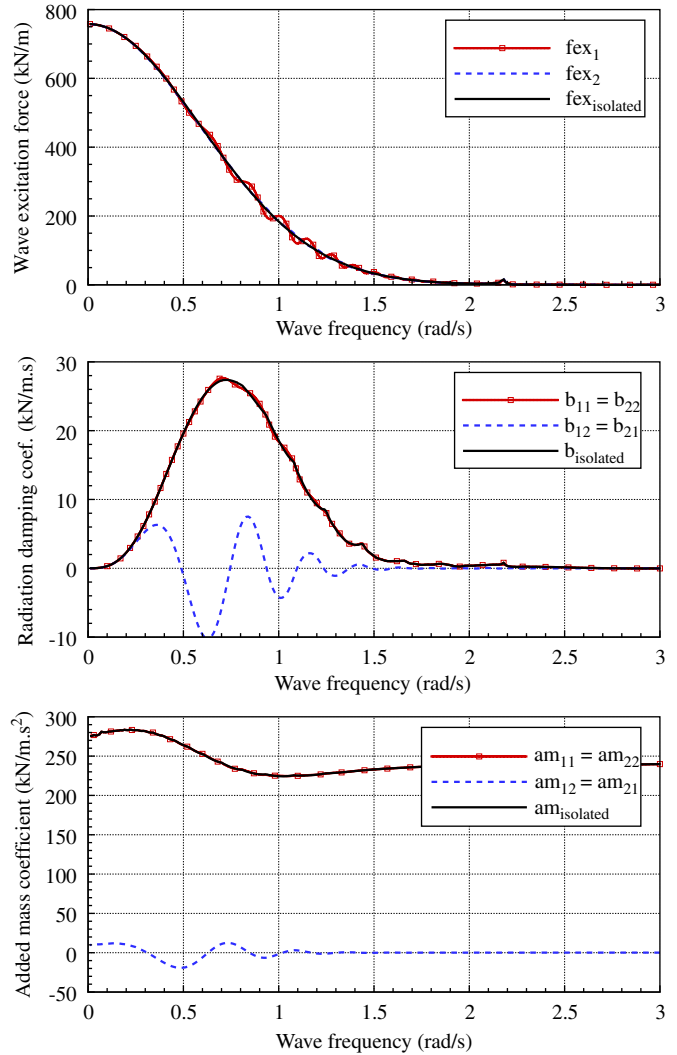


Fig. 3. Comparisons of the amplitude of the wave excitation force coefficients (top), wave damping coefficients (middle) and added mass coefficients (bottom) in array I with the ones of a single isolated heaving cylinder. Wave direction is 0°. Separating distance between the two bodies is 10 diameters, i.e. 100 m.

second body is not disturbed in comparison with the one of a single isolated system, whereas it exists a small wavy difference for the first system in the range of frequencies $[0.5, 1.5] \text{ rad s}^{-1}$. This is a quite surprising result which was already observed by Child and Venugopal (2007) in the same case of two interacting cylinders.

In Fig. 4, the same hydrodynamic coefficients are plotted with the same distance between the WECs (i.e. 100 m) but in the case of array II. One can see that the results for these surging devices are very different from the previous ones. Now, the wave interactions appear to be much stronger both on the wave damping and added mass crossed coefficients, and on the wave excitation force. Again, the effect on this last coefficient appears to be stronger on the first body than on the second one.

Fig. 5 shows RAOs and capture width ratios w of both heaving and surging WECs, w being defined as the ratio of the power absorbed by the system divided by the incident power in the width of each system. The natural period of the surging device matches with the one of the heaving WEC, which has been obtained by tuning the PTO stiffness k_{PTO} of the surging device to 10^4 kN m^{-1} . Table 1 gives the other PTO parameters which have been taken in these calculations.

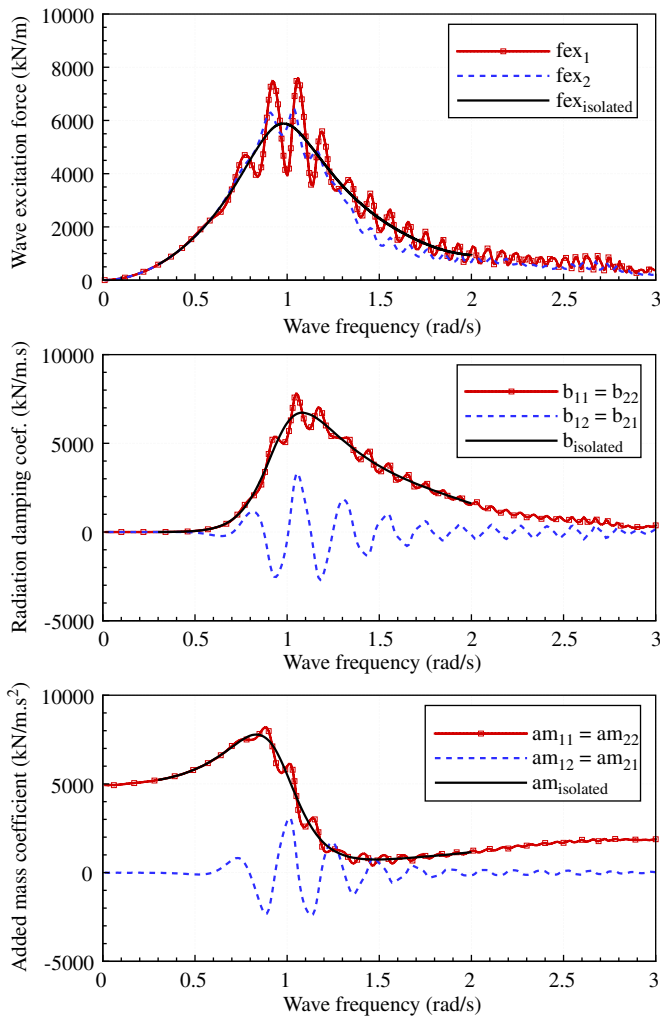


Fig. 4. Comparisons of the amplitude of the wave excitation force coefficients (top), wave damping coefficients (middle) and added mass coefficients (bottom) in array II with the ones of a single isolated surging device. Wave direction is 0° . Separating distance between the two bodies is 10 times the width of the system, i.e. 100 m.

One can see in this figure that the capture width ratio of the surging WEC is much higher than the one of the heaving device, whereas the amplitude of the motion is much lower. At resonance, one could notice that it is around twice the capture width of the heaving device, which was expected since the theoretical maximum capture width of a point absorber in surge is double the one in heave (Falnes, 2002).

Reminding that the total displacements of both systems are the same, this last figure suggests that a surging device would be more efficient for wave energy conversion than a heaving one, at least for the dimensions considered. However, these considerations are out of the scope of this study and they have not been investigated deeper here.

1.3. Layout of the array

In the layouts shown in Fig. 1 for the array, there are two parameters which could affect the mean absorbed power by the array P . They are the distance d between the two systems and the main direction of propagation of the incident waves β . In this study, both are considered.

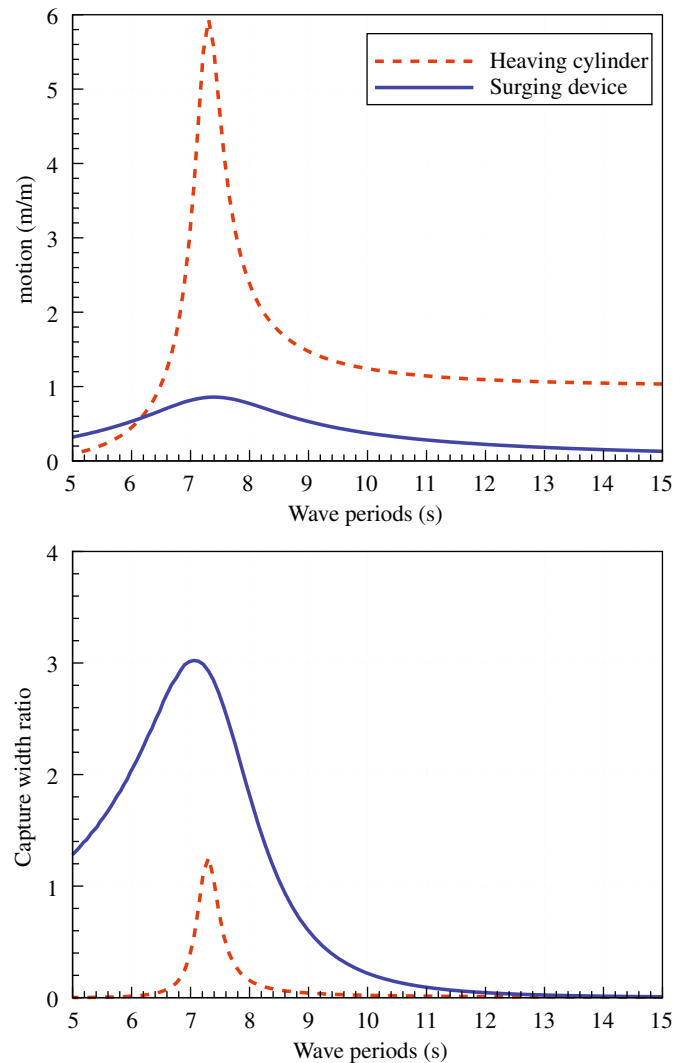


Fig. 5. RAOs (top) and capture width ratio (bottom) of both considered WECs, isolated. Wave direction is 0° .

Table 1
PTO parameters.

	k_{PTO} (kN m $^{-1}$)	b_{PTO} (kN s m $^{-1}$)	Natural period T_0 (s)
Surging WEC	10^4	3.026×10^3	7.35
Heaving WEC	0	27	7.29

2. Results

2.1. Regular waves

2.1.1. Modified q_{mod} factor

In Fig. 6, the capture width ratio and standard q factors for both bodies 1 and 2 of array I have been plotted in regular waves. The wave direction is 0° and the distance between the two systems is taken equal to 100 m. For the sake of comparison, the capture width ratio of a single isolated system has also been plotted in this figure.

Let us consider first only the q factors. One could say that wave interactions are significant for all the wave periods below 8 s and that, again, the wave interaction effect is stronger on the system

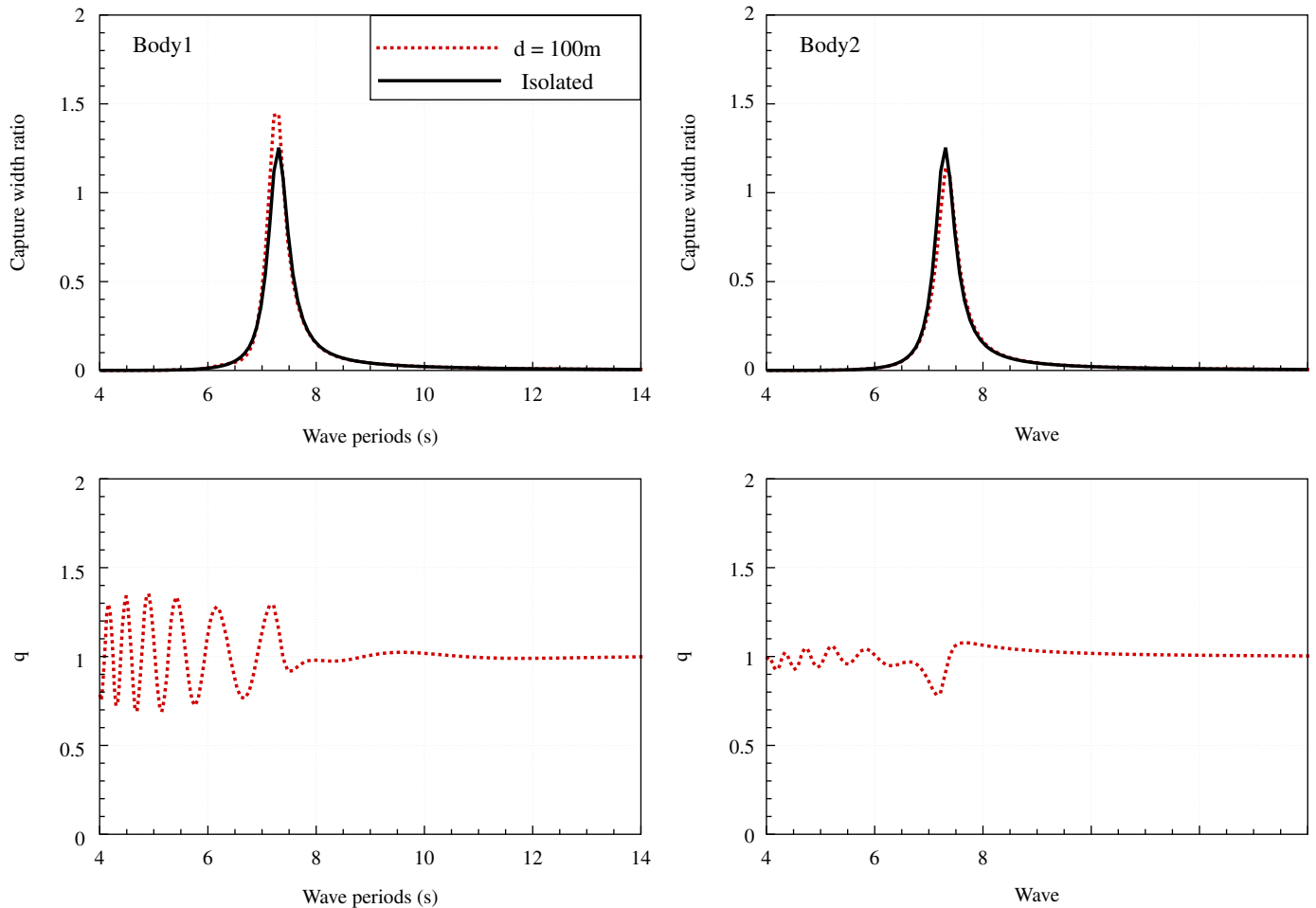


Fig. 6. Capture width ratio and q factors for body 1 (left figures) and body 2 (right figures) of array I in regular waves. The wave direction is 0° and the distance between the two systems is taken equal to 100 m. For the sake of comparison, the capture width ratio of a single isolated system has been plotted too.

which meets the wave first than on the second one. However, considering now the two graphs showing the capture width ratio of each body, one can see that, if the second statement is true, the first one is kind of specious, since the capture width from the wave is very low as soon as the wave period is off-resonance. Actually, on these capture width ratio graphs, one could conclude that the wave interaction effect appears to be noticeable only when the systems are close and only when the wave period is close to the natural period of the system, for which the absorbed power is significant.

This shows that the q factor is not sufficient when considering wave interactions in an array of WECs because it hides the real amount of absorbed power. Hence, one could use a modified factor q_{mod} instead of the usual q factor, defined as the ratio of the difference between the power absorbed P_i by the system i in the array minus the power absorbed by an isolated system $P_{isolated}$, divided by the maximum absorbed power by an isolated system $\max_T P_{isolated}(T)$:

$$q_{mod} = \frac{P_i - P_{isolated}}{\max_T P_{isolated}(T)} \quad (7)$$

If q_{mod} is positive, it means that the wave interaction has a constructive effect on the energy production. Reversely, if q_{mod} is negative, the effect is destructive.

Fig. 7 shows this q_{mod} factor for the previous array. One can see that the periods for which the absorbed power is very low are now filtered out. One would draw the same conclusions from

these graphs as the ones which were made by considering the capture width ratios on Fig. 6.

Fig. 8 shows capture width ratios and q_{mod} factors for body 1 (left figures) and body 2 (right figures) in regular waves, but now in the case of array II. Again, both bodies are separated with a distance of 100 m and the wave direction is 0° .

From the effect of wave interactions on the absorbed power point of view, the same conclusions can be drawn from both capture width ratios and q_{mod} factors:

- The wave interactions effect is much more important than in the case of array I and it exists on the whole bandwidth of the system.
- The wave interactions effect is oscillating for body 1. It can be constructive (up to 70% at natural period) or destructive (down to 55%) depending on the wave period. For body 2, it is destructive for almost all wave periods, with a minimum at 50%.

Hence, from these two examples, one can see that the modified version of the q factor seems to be a better parameter for characterising the impact of wave interactions on absorbed power than the usual definition of the q factor.

2.1.2. Influence of the distance

Let us consider array I with long distances between the two systems, from 2 to 20 km between each body. For each distance,

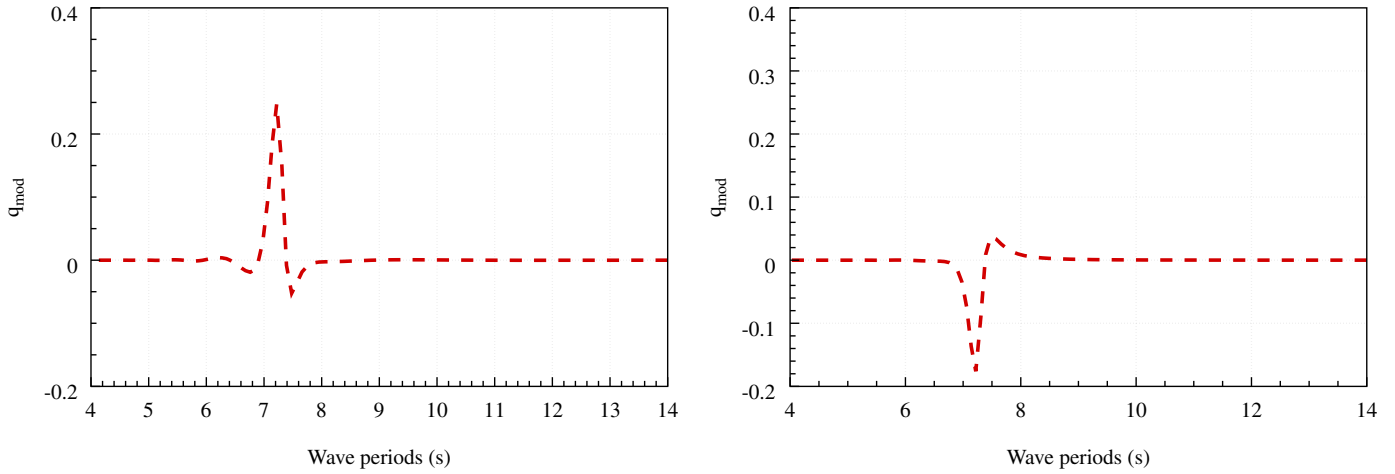


Fig. 7. q_{mod} factors for body 1 (left figures) and body 2 (right figures) of array I in regular waves. The wave direction is 0° and the distance between the two systems is taken equal to 100 m.

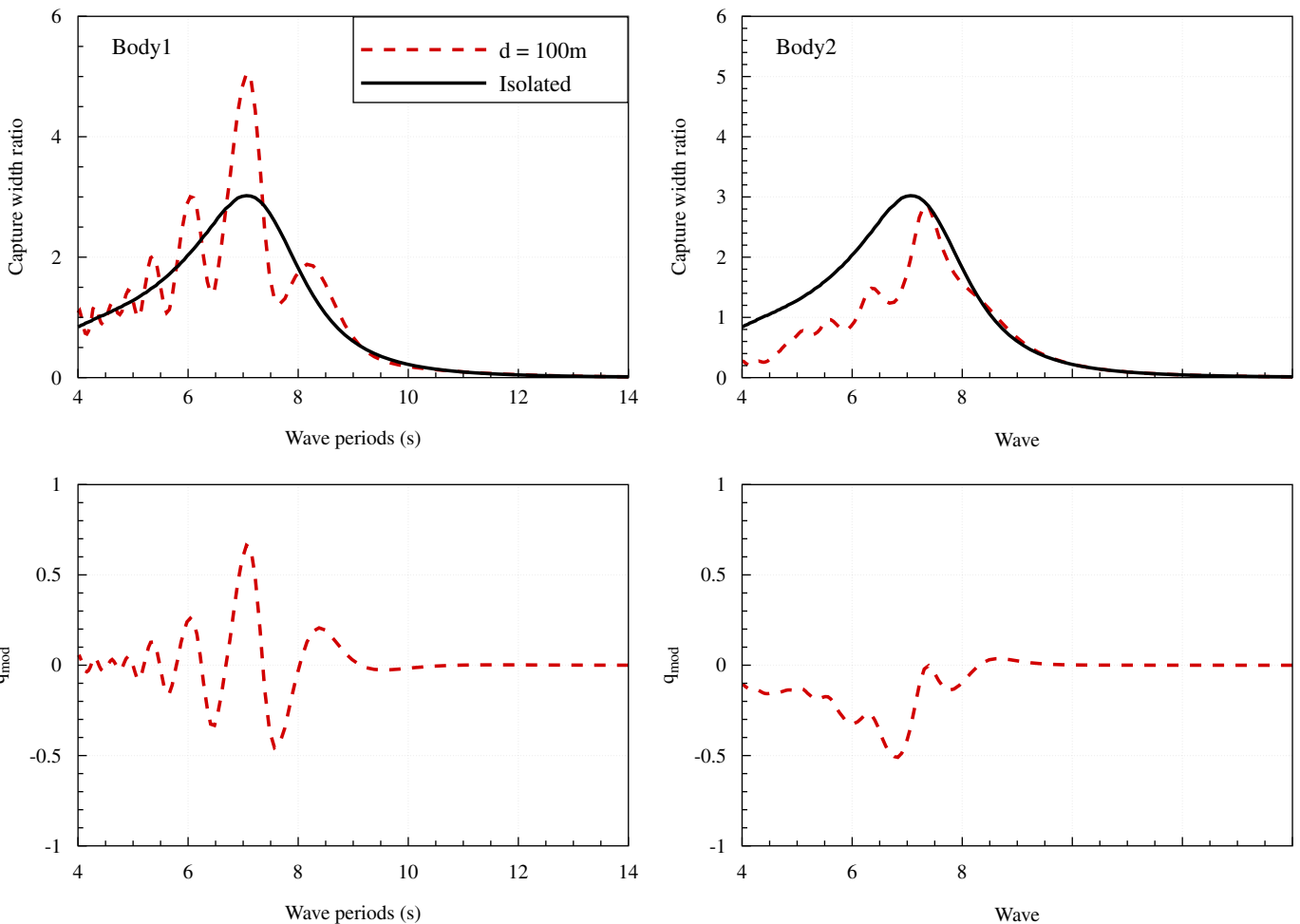


Fig. 8. Capture width ratios and q_{mod} factors for body 1 (left figures) and body 2 (right figures) of array II in regular waves. The wave direction is 0° and the distance between the two systems is taken equal to 100 m.

the q_{mod} factors of each body in each array have been computed for wave periods between 3 and 20 s. To get a synthetic view of the wave interactions effect on the absorbed power in function of the distance, only the maximum and minimum of these q_{mod} factors for each body have been plotted in Fig. 9.

One can see that, for both bodies, wave interaction effect can be positive ($\max q_{mod} > 0$) or negative ($\min q_{mod} < 0$), depending on the wave period. As it was expected, the interaction decreases regularly with the distance separating the two bodies. Best fit for these curves was found to be a polynomial law with power

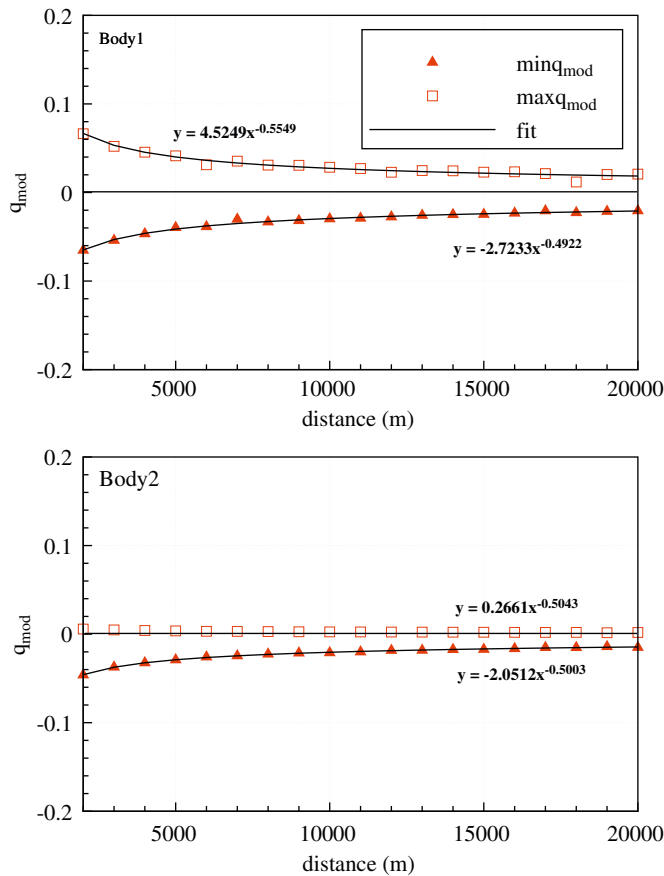


Fig. 9. Maximum and minimum q_{mod} factors in array I at long separation distances. Top figure corresponds with body 1 and bottom figure with body 2. The wave direction is 0° .

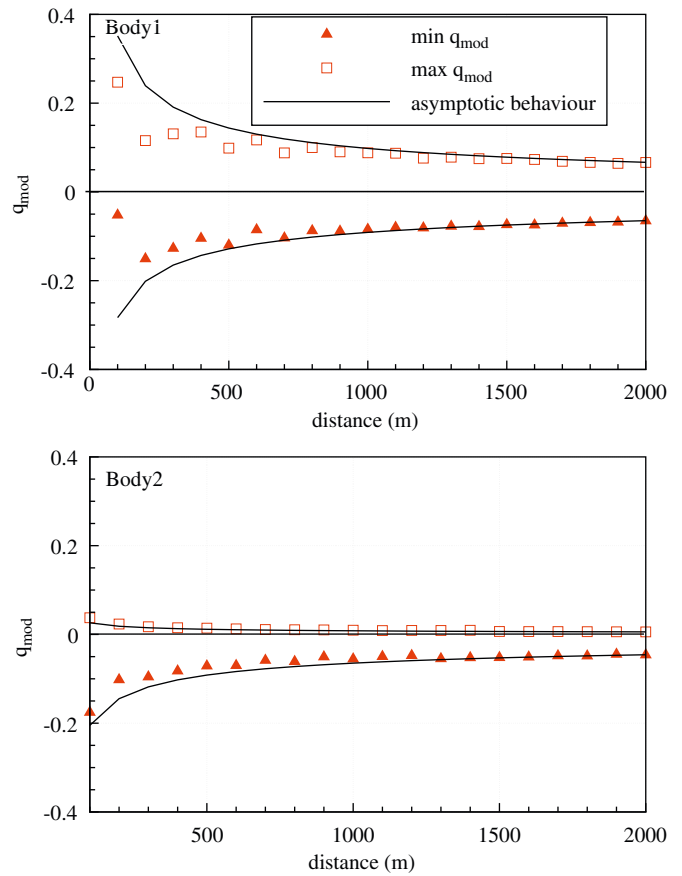


Fig. 10. Maximum and minimum q_{mod} factors in array I at short separation distances. Top figure corresponds with body 1 and bottom figure with body 2. The wave direction is 0° .

coefficient around -0.5 . This suggests that, at long distances, the wave interaction effect on the power absorption decreases with the square root of the distance. This is a bit surprising because, if the amplitude of the far field part of the wave decays with the square root of the distance, its energy decreases with the distance. Hence, one could have expected the wave interaction effect to decrease with the distance, not the square root of the distance. However, if one consider the way the wave energy is rebuilt behind the first body, one will find a dependency on the square root the distance (the proof of this last statement is given in appendix), which provide an explanation for such behaviour.

In Fig. 10, the q_{mod} factor for both bodies 1 and 2 of array I have been plotted but in function of shorter distances from 100 to 2000 m. One can see that the wave interactions effect is close to its asymptotic behaviour when the distance is longer than 1000 m. For lower distances, the difference can be explained by nonnegligible near field effects.

More precisely, it appears in Fig. 10 that:

- The positive effect of wave interactions is much higher on body 1 than on body 2.
- The negative effect of wave interactions is of the same order of magnitude for both bodies 1 and 2.
- For body 1, both positive and negative wave interactions effects remain significant (about 10%) even when the two systems are separated by a distance higher than 1 km. For body 2, the positive effect is much smaller and decays rapidly with the distance. However, the maximum of negative effect appears to be still noticeable at large distances (5% at 2 km).

In Fig. 11, the case of array II is considered. One can see that, like in the previous case:

- The asymptotic behaviour of the wave interactions effect can be fitted using a polynomial law almost proportional with the square root of the distance.
- For short distances (shorter than 1800 m in this case), differences between the asymptotic behaviour and the computation become important. It shows that the effect of near wave field cannot be neglected anymore in the assessment of the wave interactions effect.

The positive effect is much higher on the first body than on the second one at short distances, and the negative one is of same order of magnitude. However, the trend is reversed for distances around 1800 m, for which the positive effect becomes higher for body 2 than for body 1, which corresponds with the asymptotic behaviour. It shows that near field effects are responsible for this change in the behaviour of maximum of q_{mod} .

One could also notice that, in absolute value, the interaction effect is 3 times higher with these pontoon shapes in surge than in the case of the cylindrical shapes in heave. This leads to a still large wave interaction around 15% at a 2000 m distance.

2.1.3. Influence of the wave direction

Let us consider again array I but now with waves coming from a nonzero angle. In Fig. 12, the maximum and minimum of the q_{mod} factor have been plotted in function of the distance between

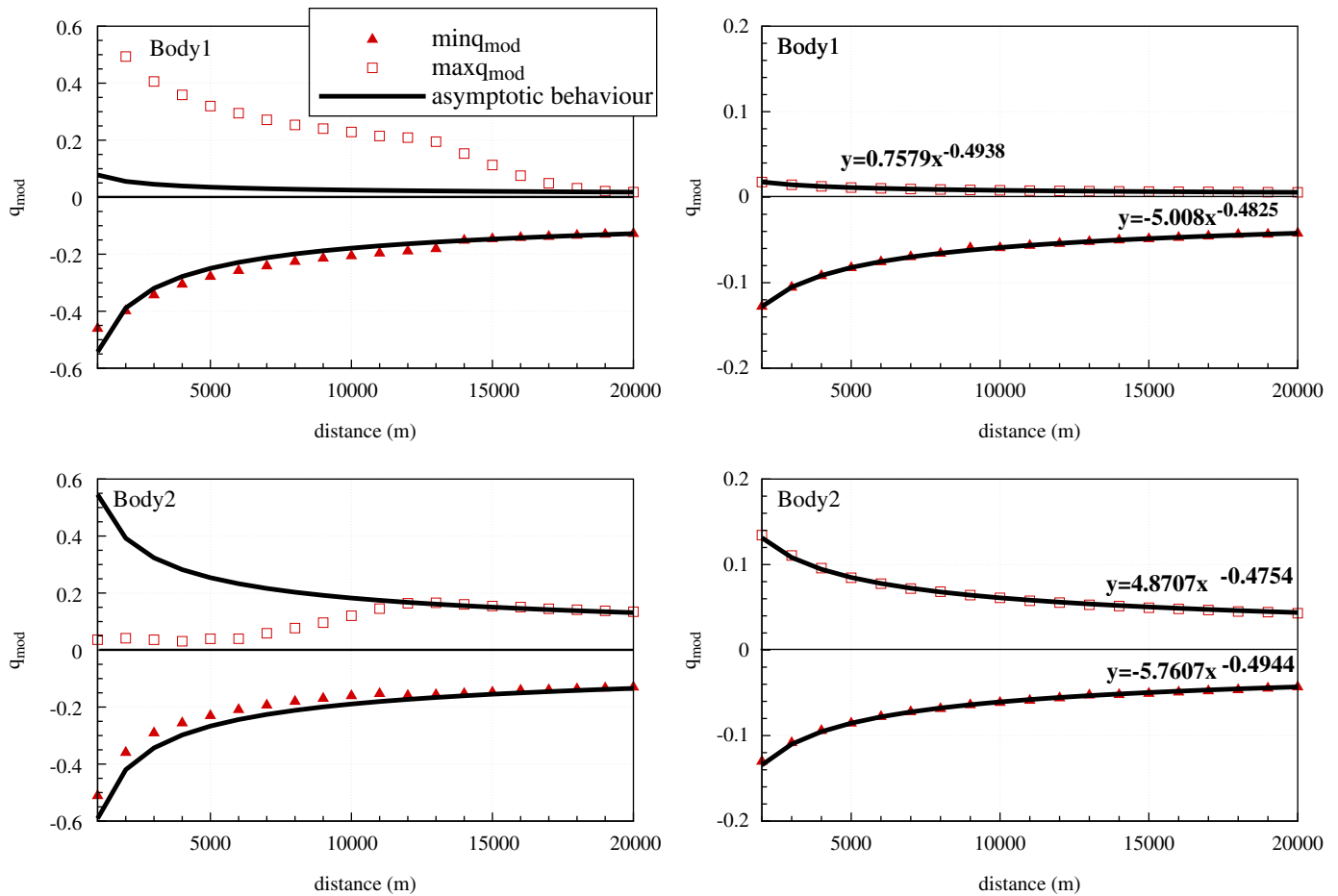


Fig. 11. Maximum and minimum q_{mod} factors in array II at short (left figures) and long (right figures) separation distances. Top figure corresponds with body 1 and bottom figure with body 2. The wave direction is 0° .

the two systems for waves coming from the direction 0° , 30° , 60° and 90° .

One can see that the wave direction affects the wave interaction effects, but not in the same way for the first and second body. On the first body, wave direction has an influence (oscillating with the distance) on the q_{mod} factor, but only at short distances ($d < 600$ m). Moreover, it does not modify its order of magnitude. On the second body, it is different: the maximum of the q_{mod} factor is increased (up to a factor 6 in comparison with the 0° wave direction) and both maximum and minimum of q_{mod} shows a large influence (also oscillating with the distance) of the wave direction for all the range of distances considered. Hence, one can see that the wave interactions effect is stronger on body 2 when the two bodies are not aligned. However, it remains limited, but it is still around 10% at 2000 m. One could notice that, for wave direction of 90° , the q_{mod} factor is the same for both bodies 1 and 2. This is due to obvious symmetry reasons.

In the case of array II, oscillations of the q_{mod} factor can be observed for both bodies 1 and 2 in Fig. 13. However, the order of magnitude of the wave interaction effect is the same whatever the wave direction, except for the maximum of the q_{mod} factor for body 1 at long distances, greatly increased. Here, it is assumed that it can be explained by near field effects, whose range would be increased for waves coming from a nonzero angle, but it has not been verified. Results with wave direction of 90° have not been plotted on this figure because the q_{mod} factor is not defined in this case (the absorbed power of an isolated system is 0).

2.2. Irregular waves

In regular waves, whatever the distance, the wave interaction effect can be negative ($q_{mod} < 0$) or positive ($q_{mod} > 0$) depending on the wave period. It can also remain quite large even at long distances (10–15% at 2000 m). In irregular waves and a fortiori when considering the whole annual energy production, one can expect the wave interaction effect to be smaller, because constructive and destructive interactions would compensate between each other.

In Fig. 14, the q_{mod} factor of the mean annual wave power absorbed by bodies 1 and 2 of array I has been plotted in function of the distance separating the two bodies, for four wave directions.

For wave direction equal to 0° , wave interaction has a monotonous effect on each body. It is positive on the first body and negative on the second one. As it is expected, it decreases with the distance, but much faster for body 1 than for body 2. Actually, for body 1, it appears to be almost unnoticeable for distances longer than 200 m, whereas it still can be seen at a 2000 m distance for body 2. However, one could notice that it is small, below 2% for distances longer than 200 m.

For wave direction equal to 30° and 60° , the wave interaction effect is more complex. It is not anymore monotonous, the positiveness or negativeness of the effect on each body being dependent on the distance. However, one can see that it decreases with the distance faster for body 1 than for body 2 and it

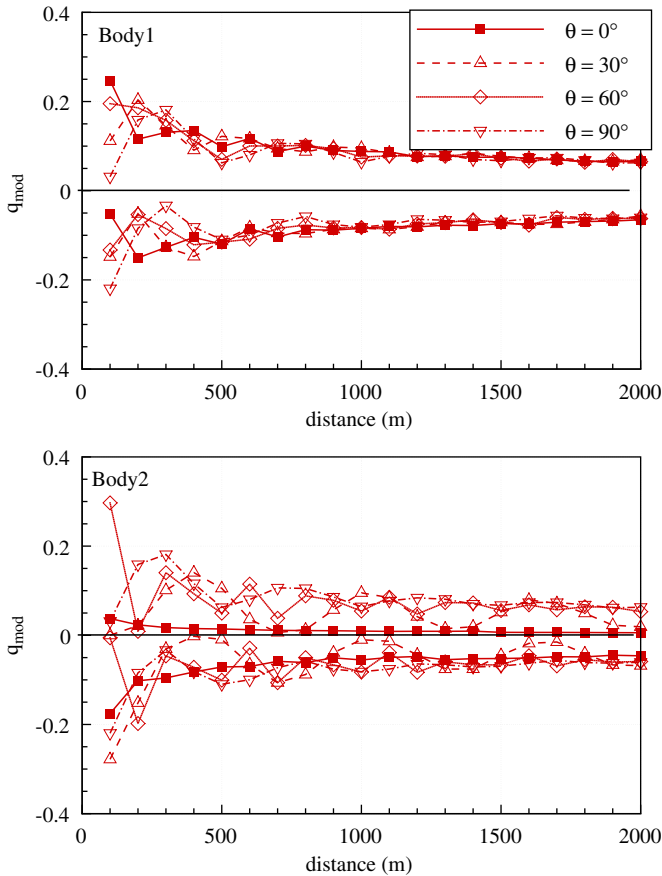


Fig. 12. Maximum and minimum q_{mod} factors in array I in function of the distance for four different wave directions. Top figure corresponds with body 1 and bottom figure with body 2.

becomes unnoticeable for distance greater than 400 m for body 1. For body 2, it has the behaviour of a sub critically damped oscillator—oscillating with respect to the separating distance—whose period seems to depend on the wave direction (longer for 30° than for 60°). However, one could notice that it is not higher than 5% for distances greater than 400 m.

For wave direction equal to 90°, the wave interaction effect is the same for both bodies 1 and 2 for symmetry reasons. It appears to be negative for distances smaller than 200 m, positive for distances between 200 and 400 m, and negligible for distances greater than 400 m.

In an overall manner, one can see that the wave interaction effect on the absorbed power is rather small (smaller than 10% as soon as the distance exceeds 200 m, even below 5% whatever the wave direction for distance greater than 500 m). Regarding all the assumptions on which the numerical model is based, and all the uncertainties associated, it seems reasonable to ask ourselves if it is worth taking into account these wave interactions effect for distance greater than a few hundred meters.

In Fig. 15, the case of array II is considered. As in regular waves, results with wave direction of 90° have not been plotted on this figure because of the q_{mod} factor is not defined for this direction.

One can see that results are different from the case of array I. For wave direction equal to 0°, wave interaction is constructive for body 1, negative for body 2 and decreases regularly for distances between 100 and 1200 m. But the q_{mod} factor curves of bodies 1 and 2 cross around 1200 m, leading to the reversed effect for distances higher than 1200 m. It increases for distance between 1200 and 1800 m, then stabilises and finally decreases for longer

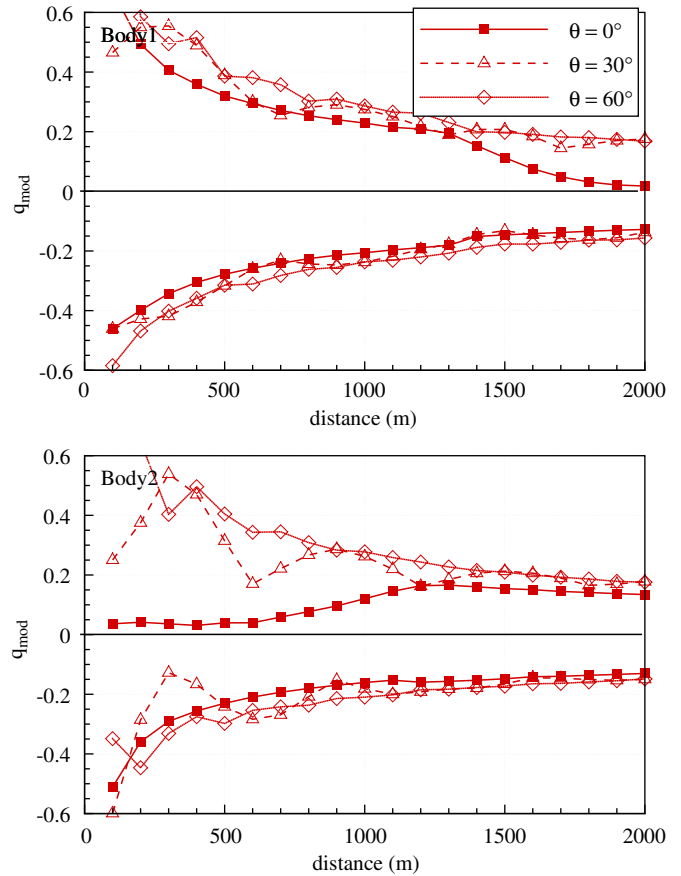


Fig. 13. Maximum and minimum q_{mod} factors in array II in function of the distance for three different wave directions. Top figure corresponds with body 1 and bottom figure with body 2.

distances, as it can be seen in Fig. 16. This is consistent with the results got in regular waves, for which it has been shown that near field effects were still noticeable for distances up to 1800 m. It means that, in this case, near field effect leads to constructive interaction for body 1 and destructive interaction for body 2, and far field effect leads to the reverse. At long distances, the last one will dominate, leading to a negative effect on body 1 and a positive one on body 2 (contrarily to the case of array I). However, overall, one could notice that the wave interaction is less than 10% as soon as the distance is greater than 400 m.

For wave directions equal to 30° and 60°, the wave interaction effect appears to be simpler. For body 1, it is positive at all distances and smaller than 3% as soon as the distance is longer than 500 m. For body 2, it is oscillating as in case of array I, but much more damped with the separating distance. It is also smaller than a few percents as soon as the distance is longer than 500 m.

In Fig. 17, a comparison of the mean annual wave power absorbed by array I and array II has been plotted in dependence on the distance for the four wave directions. In case of array I, the device being omnidirectional, the total amount of wave power is not affected by the wave direction at long separating distances. One can see that the wave interaction effect appears to be negligible for distances greater than 500 m.

For array II, the device being directional, the absorbed wave power is obviously affected by the wave direction. However, one can notice that, as for array I, the total amount of absorbed wave power is steady with the distance as soon as the bodies are separated by more than 500 m. It shows that for greater separating distances, wave interactions effect can be neglected.

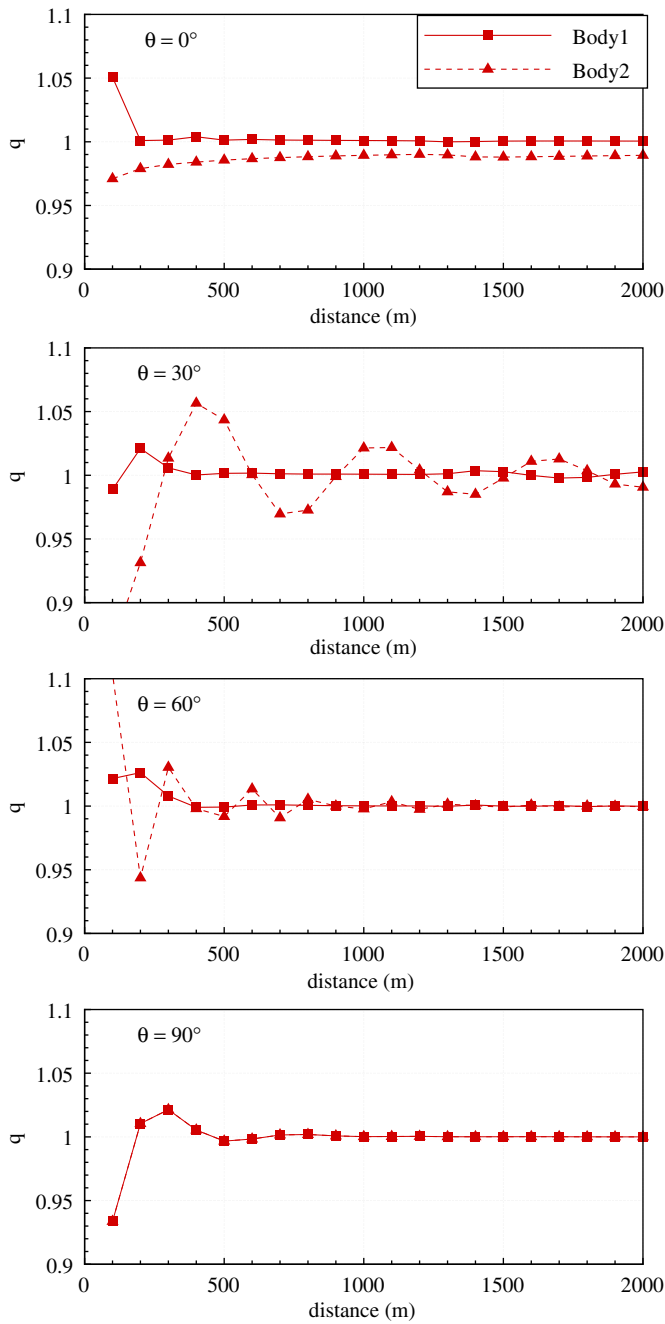


Fig. 14. q_{mod} factor of the mean annual wave power absorbed by bodies 1 and 2 of array I in function of the distance for four different wave directions. For symmetry reasons, q_{mod} of body 1 is equal to the one of body 2 when the wave direction is 90° .

3. Conclusion

In this paper, two arrays composed one of two heaving wave energy converters and the other of two surging WECs were considered. Parametric studies of the effects of the separating distance between the two systems and the wave direction on the wave interactions in the array and its wave energy absorption were conducted, both in regular and irregular waves.

In regular waves, a modified version of the q factor is introduced and it is shown that it is a better indicator of the wave interaction effect on the wave power absorption than the usual q factor. It is found that asymptotically, the absolute value of maxima and minima of this q_{mod} factor decrease with the

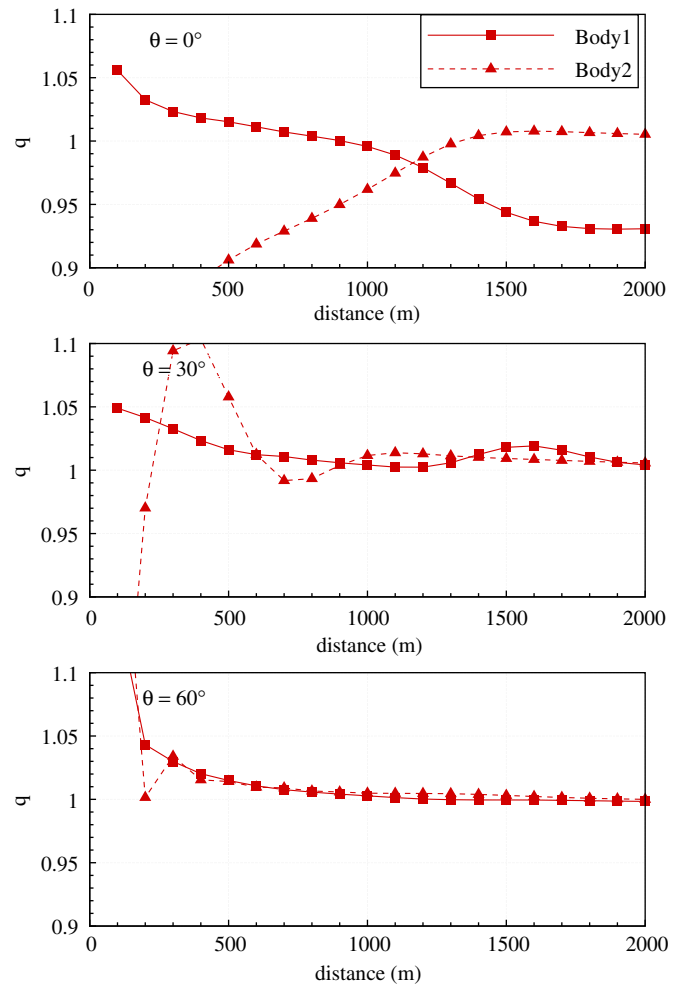


Fig. 15. q_{mod} factor of the mean annual wave power absorbed by bodies 1 and 2 of array II in function of the distance for three different wave directions.

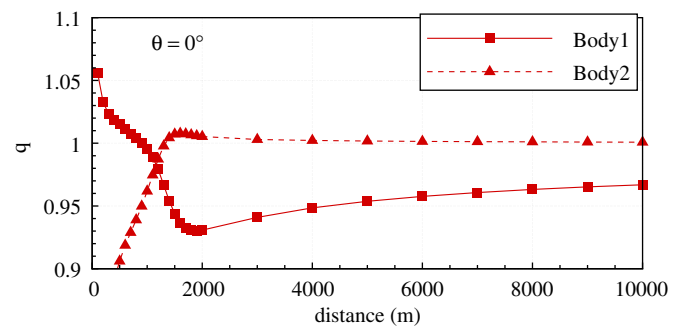


Fig. 16. q_{mod} factor of the mean annual wave power absorbed by bodies 1 and 2 of array II at long distances. Wave direction is 0° .

square root of the distance, which is consistent with the way the wave energy is rebuilt behind the first body. This is a rather slow decay, which leads to a still noticeable impact on the absorbed power at long distance (maximum 10–15% at 2000 m).

In irregular waves, it is shown that this impact on the mean annual absorbed power decreases faster with the distance. It is found to be, at maximum, less than 10% at 400 m. Hence, reminding all the uncertainties associated with the assumptions on which is based the numerical model, it seems reasonable to neglect wave interaction effects for distance greater than 500 m

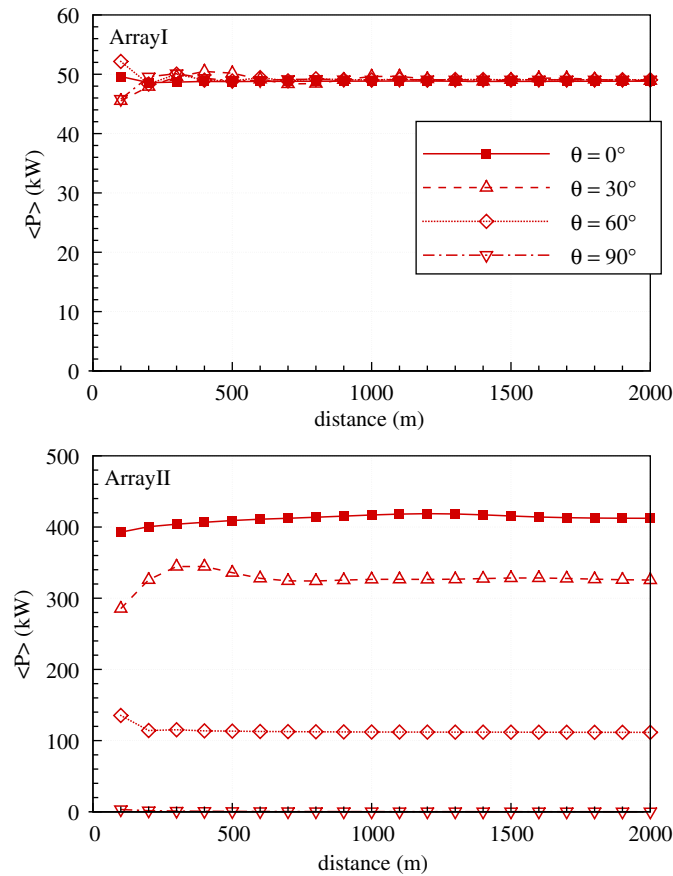


Fig. 17. Comparison of the mean annual power absorbed by array I (top) and array II (bottom) in function of the distance separating bodies 1 and 2 for four different wave directions.

when considering the mean annual absorbed power for the specific configuration studied here.

At short distances, shorter than 100 m, it appears that it should not be neglected because the wave interaction can be significant for these distances.

At medium range, for distances between 100 and 500, it seems difficult to make any recommendation since the wave interaction can be low or high depending on the configuration, particularly when the wave direction is not aligned with the array.

Finally, these results were obtained with wave energy converters of typical dimensions of around 10 m. It would be interesting to assess now how different dimensions of systems, particularly the width, would affect the distances defining these three ranges.

Appendix A. Wave energy flux far behind a floating structure

Let us consider the wave field around a single structure at a given point M . Let (x, y, z) be the coordinates of M in the reference frame of the structure, see Fig. 18.

According to the linear potential theory, the wave potential Φ can be decomposed into two:

$$\Phi = \Phi_I + \Phi_P \quad (A.1)$$

with:

- Φ_I being the incident undisturbed wave potential. In the case of a regular wave, one can write

$$\Phi_I(x, y, z, t) = A\Im \left(\left(\frac{ig}{\omega} \right) e^{kz + i(kx - \omega t)} \right) \quad (A.2)$$

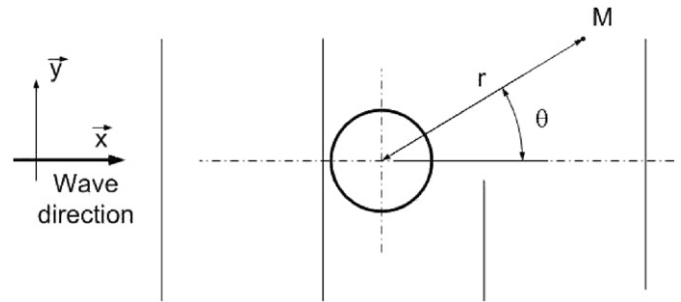


Fig. 18. Notations used for the calculation of wave energy flux far behind a floating system.

in which A is the wave amplitude, k is the wave number and ω is the circular wave frequency.

- Φ_P being the perturbation potential corresponding with diffracted and radiated waves.

Assuming to be sufficiently far from the source of the perturbation, one can write Φ_P as (Mei et al., 2005)

$$\Phi_P = A\Im \left(\sqrt{\frac{k}{2\pi r}} e^{kz + i(kr - \omega t - \pi/4)} H(\theta) \right) \quad (A.3)$$

in which (r, θ, z) are the circular coordinates of M —i.e. $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ and θ such as $x = r\cos\theta$ and $y = r\sin\theta$ —and $H(\theta)$ is the so-called complex Kochin function. This Kochin function, which depends only on the direction of propagation θ , fully characterises the far field component of the diffraction–radiation potential.

From Eqs. (A.2) and (A.3), let us derive the pressure p and the flow velocity \vec{V} :

$$\frac{p}{\rho g A} = \Im \left(\left[e^{ikx} - \frac{i\omega}{g} \sqrt{\frac{k}{2\pi r}} e^{i(kr - \pi/4)} H(\theta) \right] e^{kz - i\omega t} \right) \quad (A.4)$$

$$\frac{\vec{V}}{A} = \Im \left(\left[\begin{pmatrix} -\omega \cos\theta \\ \omega \sin\theta \\ i\omega \end{pmatrix} e^{ikx} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{2r} + ik \\ H'(\theta)/H(\theta) \\ k \end{pmatrix} \sqrt{\frac{k}{2\pi r}} e^{i(kr - \pi/4)} H(\theta) \right] e^{kz - i\omega t} \right) \quad (A.5)$$

These two last equations are valid everywhere in the fluid domain, provided the distance r to be sufficient. Let us focus now on the variation of the wave along the x -axis, behind the system, i.e. $\theta = 0$ and $r = x$. Eqs. (A.4) and (A.5) become

$$\frac{p}{\rho g A} = \Im \left(\left[1 - \frac{i\omega}{g} \sqrt{\frac{k}{2\pi x}} e^{-i\pi/4} H(0) \right] e^{k(z+ix) - i\omega t} \right) \quad (A.6)$$

$$\frac{\vec{V}}{A} = \Im \left(\left[\begin{pmatrix} -\omega \\ 0 \\ i\omega \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -\frac{1}{2x} + ik \\ H'(0)/H(0) \\ k \end{pmatrix} \sqrt{\frac{k}{2\pi x}} e^{-i\pi/4} H(0) \right] e^{k(z+ix) - i\omega t} \right) \quad (A.7)$$

The mean flux of wave energy propagating along the x -axis per meter of wave front is given by

$$W = - \int_{-\infty}^0 \int_0^T p \vec{V} \cdot \vec{x} dt dz \quad (A.8)$$

Using Eqs. (A.6) and (A.7), one can show

$$\frac{W}{\rho g A^2} = -\frac{1}{4k} \Re \left(\left(-\omega + \left(-\frac{1}{2x} + ik \right) \sqrt{\frac{k}{2\pi x}} e^{-i\pi/4} H(0) \right) \left(1 + \frac{i\omega}{g} \sqrt{\frac{k}{2\pi x}} e^{i\pi/4} H^*(0) \right) \right) \quad (A.9)$$

in which $H^*(0)$ is the complex conjugate of $H(0)$. Finally, neglecting the terms of order higher than $\sqrt{1/x}$, one can get

for W :

$$W \simeq \frac{\rho g^2 A^2}{4\omega} \left(1 + \frac{2\omega}{g} \sqrt{\frac{k}{2\pi x}} \Im(e^{-i\pi/4} H(0)) \right) \quad (\text{A.10})$$

in which one recognises the addition of the wave energy flux of the incident wave $\rho g^2 A^2 / 4\omega$ plus a correction which decays as the square root of the distance. Hence, one can see that the rate of recovery of the wave energy flux behind a wave energy system is proportional to the inverse of the square root of the distance.

References

- Budal, K., 1977. Theory of absorption of wave power by a system of interacting bodies. *Journal of Ship Research* 21, 248–253.
- Child B., Venugopal V., 2007. Interaction of waves with an array of floating wave energy devices. In: *Proceedings of the 7th European Wave and Tidal Energy Conference*, Porto, Portugal.
- Cruz J., Sykes R., Siddorn P., Eatock Taylor, R., 2009. Wave farm design: preliminary studies on the influences of wave climate, array layout and farm control. In: *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference*, Uppsala, Sweden, pp. 736–745.
- Delhommeau G., 1993. Seakeeping codes AQUADYN and AQUAPLUS. In: *Proceedings of the 19th WEGEMT SCHOOL on Numerical Simulation of Hydrodynamics: Ships and Offshore Structures*, Nantes, France.
- Evans D.V., 1979. Some theoretical aspects of three-dimensional wave-energy absorbers. In: *Proceedings of the 1st Symposium on Wave Energy Utilisation*, Gothenburg, Sweden.
- Falcão de, A.F.O., 2002. Wave-power absorption by a periodic linear array of oscillating water columns. *Ocean Engineering* 29, 1163–1186.
- Falnes, J., 1980. Radiation impedance matrix and optimum power absorption for interacting oscillators in surface waves. *Applied Ocean Research* 2, 75–80.
- Falnes, J., 2002. *Ocean Waves and Oscillating Systems, Linear Interactions Including Wave-energy Extraction*, first ed. Cambridge University Press, Cambridge.
- Justino, P.A.P., Clément A.H., 2003. Hydrodynamic performance for small arrays of submerged spheres. In: *Proceedings of the 5th European Wave Energy Conference*, Cork, Ireland.
- Mavrakos, S.A., McIver, P., 1997. Comparison of methods for computing hydrodynamic characteristics of arrays of wave power devices. *Applied Ocean Research* 19, 283–291.
- McIver, P., Evans, D.V., 1984. Approximation of wave forces on cylinder arrays. *Applied Ocean Research* 6, 101–107.
- Mei, C.C., Stiassnie, M., Yue, D.K.-P., 2005. *Theory and Applications of Ocean Surface Waves. Part 1: Linear Aspects*, first ed. World Scientific, Singapore.
- Molin, B., 2002. *Hydrodynamique des structures offshore. Guides pratiques sur les ouvrages en mer*. TECHNIP editor.
- Simon, M.J., 1982. Multiple scattering in arrays of axisymmetric wave-energy devices. Part 1. A matrix method using a plane-wave approximation. *Journal of Fluid Mechanics* 120, 1–25.
- Weller S., Stallard, T., Stansby, P.K., 2009. Experimental measurements of irregular wave interaction factors in closely spaced arrays. In: *Proceedings of the 8th European Wave and Tidal Energy Conference*, Uppsala, Sweden.
- Thomas, G.P., Evans, D.V., 1981. Arrays of three-dimensional wave-energy absorbers. *Journal of Fluid Mechanics* 108, 67–88.