

## Modelado Energético de Convertidores Primarios para el Aprovechamiento de las Energías Renovables Marinas

Amable López, José Andrés Somolinos, Luis Ramón Núñez

Grupo de I+D GITERM-UPM Departamento de Sistemas Oceánicos y Navales  
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales, Av. Arco de la Victoria, 4, 28040 Madrid, España

### Resumen

El objetivo principal de este artículo es presentar los métodos más habituales de aprovechamiento de distintos tipos de energías renovables procedentes del mar y analizar los modelos energéticos de los dispositivos utilizados para su explotación. Estos modelos son necesarios para el diseño del dispositivo así como para el estudio de su comportamiento dinámico. Su conocimiento resulta imprescindible también para su simulación dinámica y para el diseño de los algoritmos de control necesarios para conseguir una optimización energética y económica. En este trabajo se presentan algunos de los diferentes tipos de energías del mar, y se justifica el interés en el desarrollo de dispositivos específicos para el aprovechamiento de las corrientes marinas y de las olas, junto con una pequeña clasificación en función de la profundidad del agua en la zona de instalación de estos dispositivos. Para los convertidores de energía de las olas, generalmente, de tipo resonante, se presenta una metodología de tipo general, analizando los distintos campos de fuerzas actuantes y los métodos de obtención de las respuestas temporal y frecuencial. Para los dispositivos de aprovechamiento de las corrientes, se propone una metodología simplificada de modelado dinámico que puede ser utilizada en análisis del dispositivo concreto. Para ello se tiene en cuenta los perfiles hidrodinámicos que utilizan estos dispositivos, los datos del perfil de la corriente con la profundidad y del modelo de oleaje, y la dinámica propia del conjunto multiplicadora y generador eléctrico. La metodología propuesta se aplica al estudio de un caso concreto, correspondiente a un rotor de eje horizontal de un convertidor de energía de las corrientes. Los resultados obtenidos permiten analizar los efectos del oleaje y de las condiciones de flujo de la corriente no uniforme sobre las magnitudes energéticas más importantes. Copyright © 2014 CEA. Publicado por Elsevier España, S.L. Todos los derechos reservados.

**Palabras Clave:** energías renovables marinas, modelado y simulación, teoría del elemento de pala, modelado del recurso, absorbedor puntual.

### 1. Introducción

El crecimiento continuado del consumo mundial de energía, la alta sensibilidad ante las variaciones de la demanda y de los conflictos socio-políticos del precio del petróleo y, sobre todo, la necesidad de reducir las emisiones de CO<sub>2</sub>, reflejada en los acuerdos y conferencias de Kioto, Copenhague y Durban, que son el origen de las estrategias energéticas de España, de la UE y de otros países del mundo, nos llevan a que tenga un alto interés económico, técnico y social el estudio de nuevas tecnologías para el aprovechamiento de las energías renovables (Núñez, 2011a).

Los océanos son de forma directa o indirecta la fuente de muchas formas de energías renovables, dado que su gran superficie, volumen y capacidad calorífica hacen que sea el principal colector y acumulador de la energía solar en nuestro planeta.

La energía del Sol (y de la Luna) es acumulada por el agua del mar en distintas formas, que producen diversos efectos, tanto en el mar como en la tierra. Centrándonos en el aprovechamiento de estas formas de energía dentro o sobre el mar (Bedard, 2008; López, 2009; Huckerby, 2011), aparecen los siguientes tipos de energías renovables marinas (ERMs):

- La energía de las olas o undimotriz, cuyo potencial se estima en 30.000 TWh/año, existiendo múltiples localizaciones donde es posible su extracción.
- La energía mareomotriz potencial, que aprovecha la variación en la altura del agua, producida por las mareas. Requiere complejas obras civiles y supone un gran impacto ambiental, por lo que su desarrollo futuro está muy limitado.
- La energía de las corrientes marinas, producida, tanto por efectos inerciales de variación lenta, como por el efecto (energía cinética) de las mareas. Su potencial se estima en 800 TWh/año, existiendo localizaciones concretas en la que la densidad de energía es suficientemente alta para su aprovechamiento comercial.
- Los gradientes térmico (OTEC) y salino, con pocos (y costosos) proyectos en desarrollo.

\* Autor en correspondencia.

Correos electrónicos: [amable\\_lopez@upm.es](mailto:amable_lopez@upm.es)  
[joseandres.somolinos@upm.es](mailto:joseandres.somolinos@upm.es) [Luisramon.nunez@upm.es](mailto:Luisramon.nunez@upm.es)

- La energía geotérmica marina y el aprovechamiento de biomasa del mar, con expectativas limitadas.

Mención aparte requiere la energía eólica fueracosta, que aunque se aprovecha en el mar, algunos autores no la consideran como puramente oceánica al ser producida por el viento.

Este trabajo se centra en el modelado de los dispositivos de aprovechamiento de la energía de las corrientes y de las olas, por ser los que están teniendo un desarrollo más importante y tener una base de conversión hidro-energética similar.

### 1.1. Tipos de Generadores para el Aprovechamiento de las Corrientes

En la actualidad (King, 2009; Brito, 2012; Núñez, 2011b) existen cinco tipos principales de dispositivos para el aprovechamiento de la energía de las corrientes (**DAECs**), denominados TECs (*Tidal Energy Converters*) en la nomenclatura internacional (IEC-TC214, 2011), algunos de los cuales se pueden ver en la Figura 1.

- DAECs de rotor abierto, con un núcleo del que parten una serie de palas (normalmente 2 ó 3 y de paso fijo o controlable) con el eje de giro horizontal y paralelo a la corriente, similares a los de las turbinas eólicas, pero de menor tamaño (Figura 1.a).
- DAECs de tipo turbina, con álabes que se apoyan en un anillo exterior al rotor (Figura 1.b). El estator suele tener forma de tobera, con lo que aumenta la velocidad del flujo. Los álabes son de tipo fijo y simétrico, para permitir un funcionamiento bidireccional.
- DAECs de eje vertical, perpendicular a la corriente (Figura 1.c), compuestos por una serie de palas verticales o helicoidales (tipo Darreius o Gorlov). Cuando las palas son verticales pueden ser de eje oscilante (turbina Kobold). Al tener el eje vertical, los equipos de conversión de energía suelen situarse fuera del agua.
- DAECs de eje horizontal, perpendicular a la corriente (Figura 1.d). Son una variante del anterior y se adaptan muy bien a lugares de escasa profundidad.
- DAECs de palas oscilantes (Figura 1.e). Su principio de funcionamiento es similar al de la aleta caudal de un pez. El eje suele ser horizontal para que las palas estén en disposición horizontal y puedan instalarse en zonas poco profundas.

Dada la gran variedad de diseños del elemento primario de conversión de la energía cinética del agua en energía mecánica, los modelos de análisis de rendimiento y los sistemas de control tienen un espectro bastante abierto, aun basándose en principios hidrodinámicos comunes. En la actualidad, el mayor número de desarrollos se están centrando en dispositivos de rotor abierto.

La energía mecánica en el eje, se convierte normalmente en energía eléctrica, por medio de una máquina rotativa, aunque en algún caso se sitúa un sistema intermedio de compresión neumática, para amortiguar los “pulsos de energía”.

### 1.2. Tipos de Generadores para el Aprovechamiento de las Olas

Para el aprovechamiento de la energía de las olas, también denominada **energía undimotriz**, existe una mayor variedad de dispositivos para su aprovechamiento (Aquaret, 2012; Brito, 2012), conocidos normalmente como **WECs** (*Wave Energy Converters*), entre los que se destacan:

- Convertidores de columna de agua oscilante (OWC u *Oscillating Water Column*) que comprimen una campana de aire, la cual hace girar una turbina de aire (normalmente bidireccional de tipo Wells), que acciona un generador eléctrico. Pueden estar situados en la costa (Figura 2.a) o ser de tipo flotante (Figura 2.b).
- Dispositivos de sobrepasamiento (*Overtopping*), en los que el agua de la cresta de las olas va llenando un tanque abierto, cuya descarga, a través de una turbina hidráulica, produce energía eléctrica. Para aumentar su eficiencia suelen incorporar elementos concentradores como el de la Figura 2.c.
- Osciladores de movimiento horizontal (OWSC: *Oscillating Wave Surge Converters*) en los que la oscilación longitudinal de las olas provoca un movimiento de péndulo inverso, normalmente apoyado en el fondo (Figura 2.d).
- Atenuadores lineales (*Attenuator Devices*), normalmente de gran longitud y operación perpendicular al frente de las olas como el de la Figura 2.e.
- Absorbedores puntuales (*Point Absorbers*), normalmente basados en una o más boyas cuya oscilación vertical es aprovechada para transferir la energía a un sistema eléctrico (por ejemplo con un generador lineal), hidráulico o neumático (Figuras 2.f y 2.g).

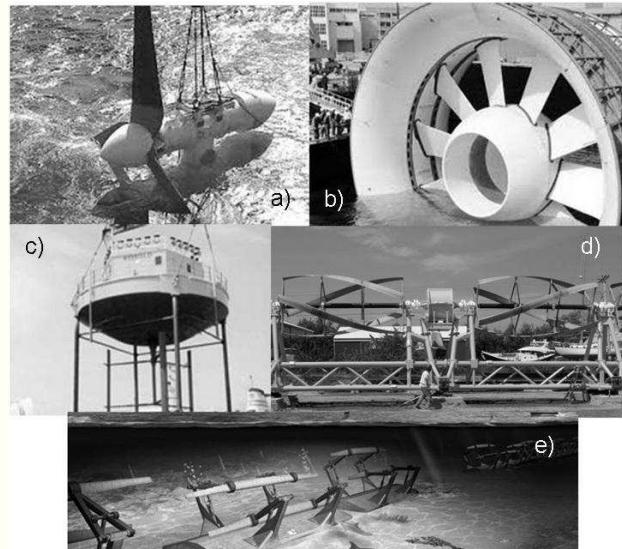


Figura 1: Dispositivos típicos para el aprovechamiento de las corrientes marinas. De izquierda a derecha y de arriba abajo: a) Atlantis; b) Ocean Currents; c) Enermar; d) ORPC; e) Pulse Tidal.

En los WECs hay que distinguir entre los de tipo costero (*Inshore*), soportados por una obra civil, los cercanos a la costa (*Nearshore*) que trabajan en aguas poco profundas, con olas de perfil elíptico y rompiientes y los fueracosta (*Offshore*).

A fecha de hoy no es posible predecir cuál de estas tecnologías tendrá mayor éxito, siendo probable que se adapte a las condiciones del campo de explotación, pudiendo apreciarse una cierta ventaja de los absorbedores puntuales para parques fueracosta en aguas profundas.

Por otro lado, al tratarse en muchos casos de sistemas oscilantes, el acoplamiento entre el tren de olas y el sistema de absorción de energía resulta crítico para lograr un buen rendimiento.

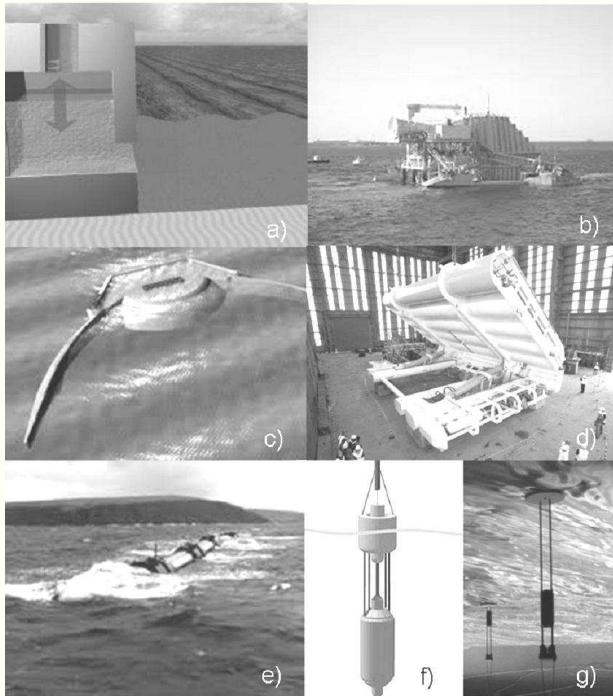


Figura 2: Dispositivos significativos para el aprovechamiento de la energía undimotriz. De izquierda a derecha y de arriba abajo: a) OWC costero; b) BlueWave; c) OceanDargon; d) Oyster; e) Pelamis; f) WaveBob; g) APC-PISYS.

### 1.3. Evolución y Perspectivas

El desarrollo de los DAECs y WECs, está siguiendo una evolución muy parecida a la de los generadores eólicos, representada en la Figura 3.a. La primera etapa ha estado basada en instalaciones situadas en tierra, como la central mareomotriz de La Rance (EDF, 2012) o el OWC de Motrico (Ortubia, 2011), realizando obras marítimas como el cierre de estuarios o la construcción de diques. Una segunda etapa corresponde al uso de generadores apoyados en el fondo (dispositivos oceánicos de 1<sup>a</sup> generación). En la actualidad, se trabaja en el desarrollo de dispositivos que utilizan plataformas de soporte flotantes, unidas al fondo por medio de sistemas de fondeo (dispositivos oceánicos de 2<sup>a</sup> generación).

El límite entre la 1<sup>a</sup> generación y la 2<sup>a</sup> se sitúa alrededor de los 40 m de lámina de agua, que es donde una estructura de tipo celosía (jacket) empieza a resultar más costosa que una instalación flotante. Desde el punto de vista tecnológico se considera que la 1<sup>a</sup> generación tiene su límite en profundidades máximas de 60 m, pudiendo utilizarse dispositivos fondeados (de 2<sup>a</sup> generación) para profundidades mucho menores de los 40 m, especialmente en los de tipo undimotriz.

En los dispositivos de 2<sup>a</sup> generación, el diseño de la plataforma de soporte y del sistema de fondeo están estrechamente ligados, existiendo tres variantes principales que se muestran (de izquierda a derecha) en la Figura 3.b:

- Sistemas SPAR, constituidos por un flotador esbelto, con poca área de flotación y un centro de gravedad mucho más bajo que el centro de empuje, para lograr una buena estabilidad. Aunque podría tener una sola línea de fondeo, por seguridad y

para reducir los movimientos, se suelen poner varias con forma de catenaria.

- Sistemas de cables en tensión (*Tension leg*), en los que el empuje es mucho mayor que el peso, con lo que se logra la estabilidad gracias a que la fuerza de tracción está por debajo del centro de empuje.
- Sistemas de flotadores “extendidos”, normalmente similares al diseño de una plataforma semisumergible, que tienen un momento de inercia en la flotación muy grande, con lo que el metacento queda muy por encima del centro de gravedad. (Wilson, 2003). En este caso también hay varias catenarias con cables y/o cadenas de fondeo.

Se ha de resaltar, que en la operación de los sistemas fondeados, cuando el “estado de la mar” se endurece, aparecen movimientos significativos que obligan a unas especificaciones especiales en el diseño de los sistemas y que, en último caso, pueden limitar la operación del dispositivo, resultando especialmente importante la fiabilidad de los componentes, muy ligada a los problemas de fatiga y su mantenibilidad, dados los problemas de acceso.

Estas y otras limitaciones hacen que el desarrollo industrial de los dispositivos de aprovechamiento de las ERMas fueracosta, tenga un retardo apreciable con respecto al de las instalaciones terrestres, a pesar de su gran potencial energético.

En la actualidad, los parques eólicos marinos de 1<sup>a</sup> generación se consideran una realidad, con una potencia instalada de 3,8 GW en Europa, existiendo prototipos operativos y parques en proyecto para sistemas de 2<sup>a</sup> generación. La potencia unitaria de estos aerogeneradores estará comprendida entre 5 y 8 MW (Núñez 2012).

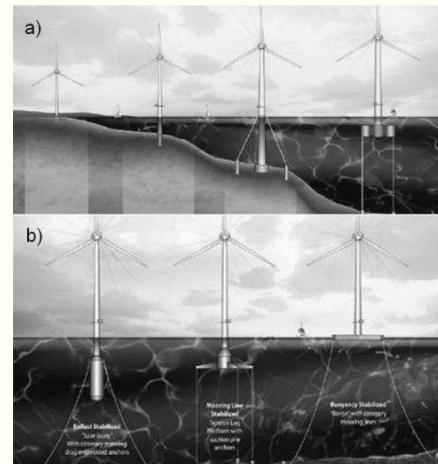


Figura 3: Evolución de los dispositivos eólicos oceánicos: a) Paso de 1<sup>a</sup> a 2<sup>a</sup> generación. b) Tipos principales de sistemas de fondeo.

Por parte de los DAECs, existen del orden de media docena de prototipos en pruebas, con una potencia unitaria del orden de 1 MW y se están desarrollando los primeros proyectos de parques, normalmente en zonas protegidas del oleaje, para reducir los problemas de instalación, sobreesfuerzos y acceso.

Los generadores undimotrices tienen un mayor retraso de implantación, dado que, por principio, los lugares con una energía de las olas apreciable, están sometidos a tormentas marinas, sobre todo en el invierno, que provocan el deterioro y hasta la destrucción del dispositivo con mares extremos. Hasta la fecha ninguno de los prototipos ha sido capaz de operar durante un ciclo anual completo.

De lo expuesto en esta introducción, resulta inmediato concluir que el modelado de los dispositivos de aprovechamiento de las ERM s puede considerarse un nuevo y ambicioso campo de trabajo, altamente multidisciplinar, y con muy diversos elementos a considerar: desde el principio de funcionamiento a utilizar y el lugar de emplazamiento, hasta las múltiples opciones tecnológicas que se presentan para dar solución al gran reto que supone la extracción de ERM s.

Además, el desarrollo de estos modelos tiene una gran importancia, dado que deben ser la base para el dimensionamiento de los elementos principales, para el análisis de su funcionamiento, incluyendo: el rendimiento, esfuerzos límites, fatiga y, sobre todo, para el diseño de los sistemas de control asociados a los mismos (de la Cruz, 2012) y para la optimización a nivel de dispositivo y de parque.

Por estas razones, este trabajo se centra en el desarrollo de los modelos más significativos a utilizar en los tipos de dispositivos con mayores posibilidades de implantación, y especialmente en los de conversión de energía de las corrientes. Además se hace hincapié en los modelos de alto nivel sistémico para el análisis integrado del sistema de conversión de energía y para los estudios de optimización de generadores y parques.

## 2. Modelado de DAECs en flujo uniforme

Dentro de este apartado se presentan los modelos básicos que permiten caracterizar el nivel de aprovechamiento de la energía por el **elemento primario**, normalmente un rotor, que convierte la energía cinética del agua en energía mecánica, partiendo de un flujo de corriente uniforme y estacionario. Además de ser utilizados para el diseño, análisis energético-económico y de optimización de parques, son el punto de partida para los modelos de análisis dinámico, necesarios en el diseño del sistema de control o en los estudios de fatiga.

Para estos elementos, sus parámetros mecánicos se adimensionalizan con los coeficientes:  $C_t$  (Coeficiente de empuje),  $C_q$  (Coeficiente de par) y  $C_p$  (Coeficiente de potencia) que se definen como (Hardisty, 2009; IEC-TC214, 2012):

$$C_p = \frac{P_r}{0,5 \rho A_c V_0^3} \quad (1)$$

$$C_t = \frac{T_r}{0,5 \rho A_c V_0^2} \quad (2)$$

$$C_q = \frac{Q_r}{0,5 \rho A_c R V_0^2} \quad (3)$$

Siendo:

$P_r$  la potencia mecánica en el eje

$T_r$  la fuerza de empuje ejercida por el fluido

$Q_r$  el par en el eje

$\rho$  la densidad del fluido (1.025 kg/m<sup>3</sup> para el agua del mar)

$A_c$  el área de flujo capturada por el dispositivo

$V_0$  la velocidad del fluido (sin perturbar)

$R$  el radio del elemento.

### 2.1. Modelos generales

El procedimiento de análisis más simplificado, consiste en el uso de la “teoría de la cantidad de movimiento”, o **método de Rankine-Froude**, muy utilizado para modelos básicos de

propulsores de buques y turbinas eólicas. Su desarrollo se puede consultar en (Wait, 2010; Ben-Elghali, 2007). Su resultado más significativo es que el máximo valor obtenible de  $C_p$  es 0,59, que se denomina como el **Límite de Betz**.

La mayoría de los DAECs basan el funcionamiento de su elemento primario de conversión en palas o álabes, con perfiles hidrodinámicos, similares a los aerodinámicos, como los de la serie NACA (Sheldahl, 1981). Para conseguir un buen rendimiento es fundamental que, para el ángulo de ataque de trabajo exista una alta proporción entre la fuerza hidrodinámica de sustentación ( $F_L$ ) y la de resistencia ( $F_D$ ) (Fernández, 2003).

Basándose en las características del perfil, por medio de la **Teoría del elemento de pala (BEM Theory)**, se divide el perfil en una serie de secciones, cuyo comportamiento se supone independiente, al ser el flujo paralelo a las mismas.

En la Figura 4 se muestra el modelo de comportamiento de la sección de un perfil, en la que se utilizan las siguientes variables:

$V_0$  velocidad principal del fluido sin perturbar

$V_t$  velocidad (transversal) de la sección del perfil

$a$  coeficiente de inducción axial

$b$  coeficiente de inducción transversal

$W$  velocidad relativa entre flujo y perfil

$\theta$  ángulo de paso del perfil

$\Phi$  ángulo eficaz del fluido con el plano de movimiento

$\alpha$  ángulo de ataque de fluido con el perfil

$\Delta D$  fuerza de resistencia (arrastre) por unidad de longitud

$\Delta L$  fuerza de sustentación por unidad de longitud

$\Delta F$  componente de fuerza de empuje

$\Delta Q$  componente de fuerza que produce el par útil y que se transforma en energía mecánica útil.

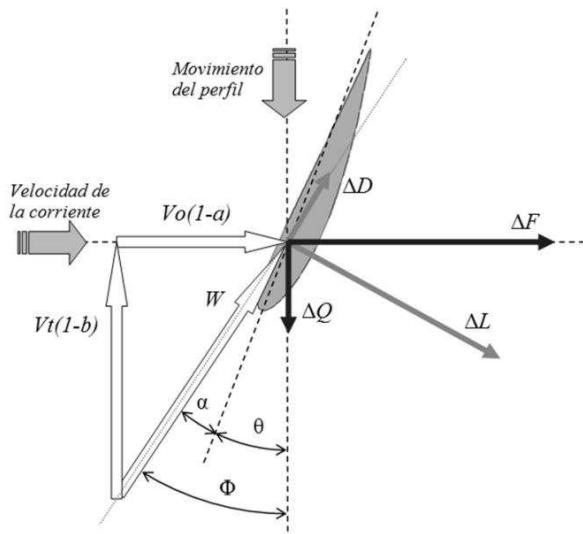


Figura 4: Velocidades y fuerzas actuantes sobre una sección de un perfil moviéndose en un fluido.

El rendimiento del perfil viene determinado por las características primarias de sus secciones, cuyos parámetros significativos son los Coeficientes de resistencia ( $C_D$ ) y de sustentación ( $C_L$ ), y de su diseño geométrico (longitud de la cuerda del perfil en cada sección y ángulo de paso).

En la Figura 5 (tomada de Wait, 2010) se muestra la variación de estos coeficientes con el ángulo de ataque. De la misma se deduce que la mejor relación entre  $C_L$  y  $C_D$ , que está directamente

relacionada con el rendimiento del perfil y, en consecuencia con  $C_p$ , se obtiene con ángulos de ataque pequeños (entre 5° y 15°), lo que sirve de guía para el diseño del ángulo de paso de cada sección.

Otro fenómeno de interés es que a partir de un cierto ángulo,  $C_L$  disminuye bruscamente, debido a la aparición de un desprendimiento del flujo en el lado de succión del perfil. Aprovechando este principio se pueden diseñar elementos que cuando aumenta mucho la velocidad, pierden rendimiento, ajustando parcialmente la potencia absorbida. Este principio es utilizado en aerogeneradores con palas de paso fijo para el control de potencia.

Teniendo en cuenta lo anterior y denominando  $C$  a la cuerda (longitud de la sección) del perfil, se obtiene que las fuerzas por unidad de longitud del perfil (en N/m) se pueden calcular como (Ben-Elghali, 2007):

$$\Delta L = 0.5 C_L \rho C \cdot W^2 \quad (4)$$

$$\Delta D = 0.5 C_D \rho C \cdot W^2 \quad (5)$$

Finalmente, por consideraciones geométricas en la Figura 4, se obtiene:

$$\Delta F = \Delta L \cdot \cos(\Phi) + \Delta D \cdot \sin(\Phi) \quad (6)$$

$$\Delta Q = \Delta L \cdot \sin(\Phi) - \Delta D \cdot \cos(\Phi) \quad (7)$$

Integrando estas fuerzas a lo largo de la longitud del perfil, se obtienen la fuerza de empuje y el par motor para ese elemento primario. De la suma de los valores de todos los elementos, se obtiene la resistencia que el convertidor de energía opone al paso de la corriente y la potencia transformada en energía utilizable.

Para realizar esa integración se parte de un modelo de la variación de los coeficientes de inducción y añadir unas correcciones por el efecto de pérdidas en la raíz y en el extremo de pala (Garrad Hassan, 2008).

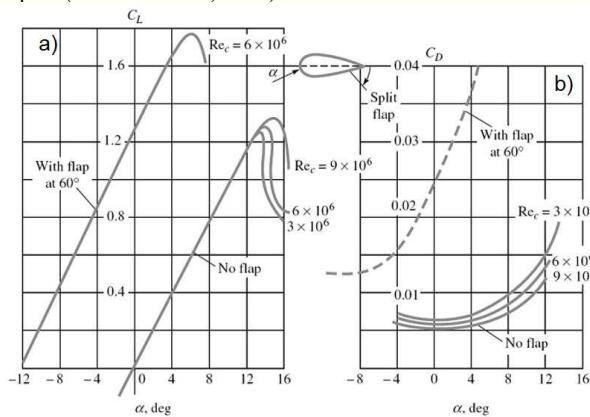


Figura 5: Curvas de coeficientes de sustentación  $C_L$  (a) y resistencia  $C_D$  (b), para un perfil con y sin aleta en función del ángulo de ataque ( $\alpha$ ).

## 2.2. Dispositivos de eje paralelo a la corriente

Tal como se ha visto en el apartado 1.1, estos dispositivos tienen un rotor, compuesto por una serie de palas, que bien son perfiles hidrodinámicos que salen de un núcleo o están unidos a un anillo exterior. En este caso, la tobera del estator, además de acelerar la velocidad del fluido, aumenta el área de captura ( $Ac$ ).

El cálculo de la fuerza de empuje y par en el rotor requiere una integración a lo largo de la longitud de cada pala. Denominando  $R_0$  al radio del núcleo o de la raíz de la pala,  $R$  al radio máximo,  $\omega$  a la velocidad de rotación y  $Np$  al número de palas, resulta:

$$T_r = Np \int_{R_0}^R \Delta F(r) \cdot dr \quad (8)$$

$$Q_r = Np \int_{R_0}^R r \Delta Q(r) \cdot dr \quad (9)$$

$$P_r = Q_r \cdot \omega \quad (10)$$

Siendo inmediato a partir de (8) a (10), obtener los valores de los coeficientes de empuje, par y potencia definidos en (1) a (3). Para utilizar estos resultados, es habitual su representación en función del parámetro adimensional **TSR** (Tip Speed Ratio):

$$TSR = \lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (11)$$

Que mide la relación entre la velocidad de punta de pala ( $V_{pp} = \omega R$ ) y la del fluido sin perturbar ( $V_0$ ). Como resultado de análisis numéricos (Batten 2008) o de ensayos con modelos y prototipos, se obtienen las curvas  $C_p = f(\lambda)$  y  $C_t = f(\lambda)$ , cuyo aspecto es el que aparece en las Figuras 7 y 8 (tomadas de Bahaj, 2006), pudiendo apreciarse el máximo de  $C_p$  ya presente en (4), aunque con un valor menor que el teórico.

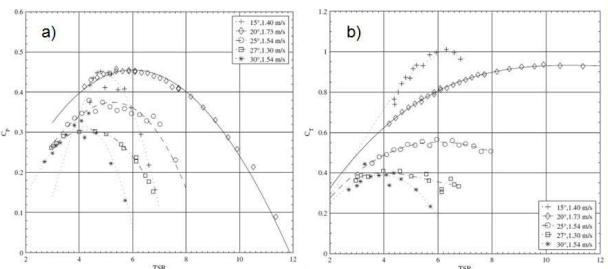


Figura 6: Curvas de coeficientes de potencia (a) y de empuje (b), obtenidas de los ensayos de un rotor con palas de paso controlable.

En el caso de que se disponga de un sistema de control del paso de las palas (*Pitch control*), estas curvas cambian apreciablemente (Figura 6), pudiendo regularse la potencia suministrada por el rotor. Cuando las palas son de paso fijo, un diseño clásico (Figura 7.a) presenta el problema de un alto valor de  $C_t$  y de la fuerza de empuje cuando el rotor sube de velocidad, que puede ser contrarrestado (Winter, 2011) con palas de mayor cuerda y que trabajen con desprendimiento del flujo al aumentar la velocidad, tal como se aprecia en la Figura 7.b.

A partir de estas curvas es factible realizar análisis estacionarios de rotor y los elementos asociados, analizar el control del tren electro-mecánico de potencia y diseñar modelos de optimización de la captura de energía para un parque, si se conocen las características del recurso.

Un problema que presentan los rotores, especialmente los de tipo abierto es que si la velocidad de punta de pala es muy alta, la presión en la cara de succión en la parte extrema del perfil puede ser menor que la presión de vapor del agua, apareciendo la **cavitación**, que puede producir un deterioro de la superficie por la implosión-explosión de las burbujas de vapor de agua. Para evitar este fenómeno,  $V_{pp}$  se limita a valores entre 15 y 20 m/s, en función de la profundidad de trabajo del rotor.

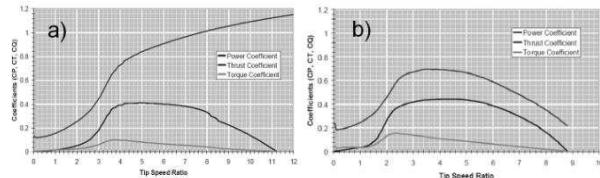


Figura 7: Comparación entre las curvas de coeficientes de empuje, potencia y par para rotores con palas fijo sin (a) y con (b) desprendimiento.

En el caso de rotores dispuestos en tobera, como las de la Figura 8.a (tomadas de Shives, 2010), se logran varios efectos adicionales: una aceleración del flujo en la sección del rotor, una alineación del mismo y un aumento del área de captura (Münch, 2009). Para el modelado del comportamiento del conjunto se ha de tener en cuenta, tanto el funcionamiento del rotor como el de la tobera (Belloni, 2011), pudiendo apreciarse que las prestaciones del rotor mejoran mucho (Figura 8.b), a costa de un incremento considerable en la resistencia total.

Cuando la tobera es bidireccional, como la de la Figura 1.b (diseño más utilizado para adaptarse al flujo bidireccional de las mareas), el valor de  $C_p$  baja alrededor de 0,6. Aparentemente, los valores de  $C_p$  parecen superar el límite de Betz, aunque hay que tener en cuenta que se suelen presentar en relación al área del rotor, pero que el área de captura, especialmente en las turbinas con difusor es mucho mayor.

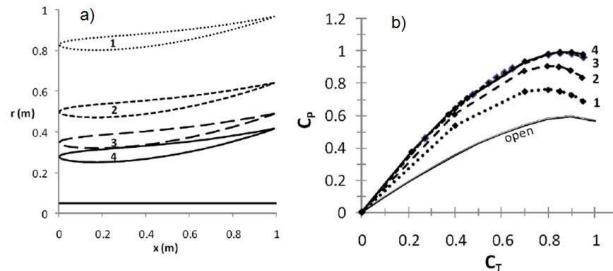


Figura 8: Diseños de toberas con distintas relaciones de aspecto (a) y comparación entre sus coeficientes de potencia y de empuje (b).

### 2.3. Dispositivos de eje perpendicular a la corriente

En las Figuras 1.c y 1.d se ha visto que estos DAECS pueden situarse tanto con el eje vertical como horizontal, pudiendo tener las palas con una generatriz recta o helicoidal. En los diseños básicos, las palas están fijas a los anillos de cierre, produciéndose la composición de velocidades y fuerzas que se muestra en la Figura 9.a y b (Antheaume, 2008), en la que se supone que la velocidad del fluido en todos los puntos es igual a la velocidad del flujo sin perturbar ( $V_0$ ).

Un modelo más realista se basa en considerar (Figura 10.a) coeficientes de inducción ( $a_u$  y  $a_d$ ) distintos en las secciones de entrada (upstream) y de salida (downstream) (Coiro, 2005). Como estos valores cambian entre las líneas de corrientes centrales (próximas al eje) y las periféricas, es necesaria una integración por secciones paralelas al eje de rotación, tal como se muestra en la Figura 10.b. Aplicando este método, se obtienen las velocidades en cada generatriz del rotor, con lo que conociendo la velocidad de rotación y el ángulo de entrada del perfil (función del ángulo  $\theta$ ), se pueden calcular las fuerzas resultantes aplicando el diagrama de la Figura 4 y las expresiones (4) a (7).

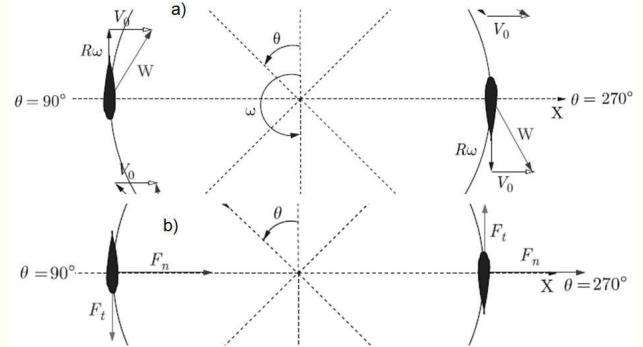


Figura 9: Diagramas simplificados de velocidades (a) y fuerzas (b) en la sección de un DAECS de eje perpendicular a la corriente.

Para cada una de estas líneas de corriente, aplicando la teoría de la cantidad de movimiento, de acuerdo con la simbología de la Figura 10.a, se pueden escribir las ecuaciones:

$$dFu = \rho Vu dAu (V_0 - V_2) \quad (12)$$

$$dFd = \rho Vd dAd (V_2 - V_3) \quad (13)$$

Donde  $F_u$  y  $F_d$  son las fuerzas en los perfiles de entrada y salida,  $V_u$  y  $V_d$  las velocidades en los planos de las palas,  $V_0$  la del flujo sin perturbar,  $V_2$  la intermedia,  $V_3$  la de salida y  $dAu$  y  $dAd$  las secciones de flujo en los planos de las palas.

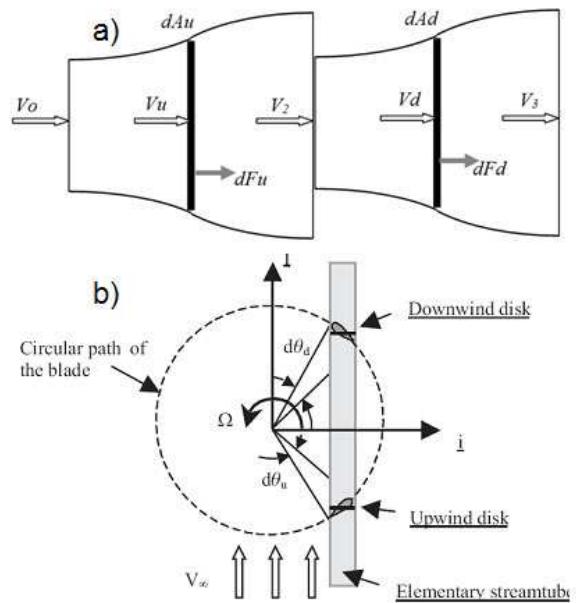


Figura 10: a) Modelado del efecto de estela entre secciones de una línea de corriente. b) Segmentación del flujo del rotor.

Definiendo unos coeficientes de inducción  $a_u$  y  $a_d$ , de acuerdo con (14) y (15), que se pueden obtener por el método iterativo desarrollado en (Coiro, 2005), se puede obtener el valor de  $V_2$  y con este valor y el de  $V_0$ , se puede calcular, aplicando la teoría del elemento de pala, las fuerzas con más precisión.

$$a_u = \frac{V_0 - V_u}{V_0} \quad (14)$$

$$a_d = \frac{V_o - V_d}{V_o} \quad (15)$$

Observando la Figura 9.a, se deduce que en gran parte de las generatrices del cilindro de movimiento del perfil, los perfiles trabajan con un ángulo de entrada muy grande, lo que produce el desprendimiento del flujo y una reducción del rendimiento. Para solucionar este problema, se suelen utilizar sistemas de ajuste del paso del perfil en cada rotación, basados en sistemas de batientes pasivos (con resortes y/o topes) o con mandos mecánicos de tipo epicicloidal.

### 3. Modelado dinámico de DAECs

Los modelos dinámicos de los elementos primarios de un DAEC, deben también, tener en cuenta la falta de uniformidad del flujo del fluido y, en el caso de que se utilice un sistema de fondeo, los movimientos del dispositivo, con objeto de representar adecuadamente las variaciones temporales de fuerzas, pares y velocidad del rotor.

La variabilidad asociada al recurso energético se representa o modela por medio de la **Turbulencia** de la corriente, definida como la variación espacial y temporal con respecto a su velocidad media en un tiempo significativo (por ejemplo 1 minuto). La variación debida al ciclo de marea no se incluye en este modelo, dada su lenta variación (el periodo típico es de unas 12 horas), pero sí hay que tener en cuenta el efecto de cortadura (Figura 11.a) (tomada de Thomson, 2012) o de variación de la velocidad con la profundidad (para aguas poco profundas puede asimilarse a una función potencial con exponente 1/7). Este fenómeno tiene una gran importancia en los DAECs de eje paralelo a la corriente, ya que en cada rotación, las palas se ven sometidas a esfuerzos cílicos que inducen pares pulsantes en el rotor.

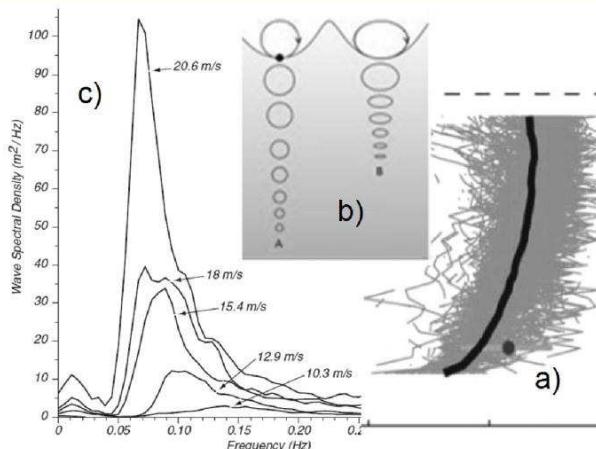


Figura 11: Perfil de velocidad de la corriente con la profundidad (a). Velocidad inducida por las olas en aguas profundas y someras (b). Espectro del oleaje para distintas velocidades del viento (c).

Una segunda variación de la velocidad del fluido en cada punto, es la ligada a la velocidad inducida por el oleaje (Figura 11.b), que puede representarse por medio de círculos o elipses cuya amplitud va decreciendo exponencialmente al separarse de la superficie. Este efecto de amortiguación para olas monocromáticas en aguas profundas se puede representar por:

$$u = \frac{\pi \cdot H_w}{T} e^{\frac{-2\pi Z}{\lambda}} \cdot \cos \omega t \quad (16)$$

Con:

$$\lambda = \frac{g \cdot T^2}{2 \cdot \pi} \quad (17)$$

Siendo  $u$  la velocidad de las partículas de agua a la profundidad  $Z$ ,  $H_w$  la altura de la ola en la superficie,  $\omega = 2\pi/T$ ,  $\lambda$  y  $T$  la frecuencia angular, longitud y periodo de las olas, respectivamente.

El efecto de las olas no se puede tratar de forma determinística debido a que el oleaje aparece como la suma de un espectro de olas (Stewart, 2008; Shi, 2008), que depende de la velocidad del viento, tal como se ve en la Figura 11.c.

Además, cuando se analiza el comportamiento de un DAEC fondeado, debido a la elasticidad del sistema de fondeo, su posición y orientación no es fija, lo que debe tenerse en cuenta para la aplicación del campo de velocidades (Somolinos, 2012; López, 2012). Afortunadamente, debido a las grandes inercias de los dispositivos, sus movimientos son muy lentos y no se necesita añadir el efecto de la variación de velocidad.

Una vez que se tiene la velocidad sin perturbar en cada punto del área de acción del DAEC, habría que obtener la velocidad perturbada (con unos coeficientes de inducción axial y tangencial variables en el tiempo y la posición, teniendo en cuenta también la posición de las palas) e ir calculando las fuerzas resultantes en cada sección del perfil de acuerdo con la Figura 4.

En la práctica, este método resulta demasiado complejo, por lo que para resolver este problema, dentro del Grupo de I+D GITERM-UPM se ha desarrollado un modelo, con el que se pueden analizar las variaciones de fuerzas, momentos de flexión y pares en el eje, en el caso de trabajo del dispositivo en un campo de corrientes turbulentos. Este modelo se basa en los siguientes principios:

- Se supone que se conoce la variación espacial y temporal del campo de velocidades (variación con la fase de la marea, curva de variación con la profundidad, efecto de olas regulares, etc.) antes de poner el dispositivo.
- A partir de este campo, y de la velocidad instantánea de rotación, se pueden calcular unos nuevos valores de velocidades axial ( $V'_p$ ) y transversal ( $V'_t$ ) entre el agua y el perfil.
- Se supone que la influencia del rotor sobre el flujo no cambia apreciablemente con respecto al modelo estacionario, por lo que siguen siendo válidos los coeficientes de inducción axial ( $a$ ) y transversal ( $b$ ) y en consecuencia los resultados obtenidos de la Figura 4.
- Para el estudio del comportamiento dinámico del rotor, cada pala se sustituye por una “pala equivalente” definida como aquella que con la forma del perfil y paso, situado a la distancia del eje  $R^*$ , tuviese una longitud equivalente  $L^*$ , para que se cumplan las condiciones de equivalencia de fuerzas y momentos.

El método propuesto, parte de las curvas de fuerza axial ( $\Delta F$ ) y radial ( $\Delta Q$ ), en función del radio ( $r$ ), obtenidas para flujo uniforme y estacionario para las distintas secciones de la pala. De las equivalencias de fuerza total de empuje y par en el eje se obtienen, para un rotor con  $N_p$  palas:

$$\Delta F(R^*) \cdot L^* = F_m / N_p \quad (18)$$

$$\Delta Q(R^*) \cdot L^* \cdot R^* = T_m / N_p \quad (19)$$

$$R^* = \frac{T_m \cdot \Delta F(R^*)}{F_m \cdot \Delta Q(R^*)} \quad (20)$$

Al dividir (19) por (18) se obtiene la ecuación (20), con la que es posible (por ejemplo por iteraciones sucesivas) obtener el valor de  $R^*$ , que suele estar alrededor de 2/3 del radio máximo. Sustituyendo los valores obtenidos de  $R^*$  y  $\Delta F(R^*)$  en (18) se obtiene  $L^*$ .

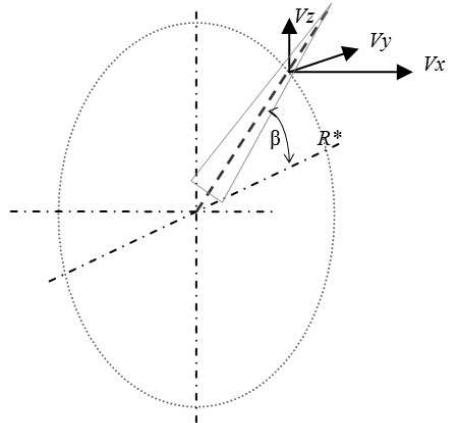


Figura 12: Descomposición de velocidades del fluido sobre la sección equivalente de una pala en un instante dado.

Una vez concentrada cada pala en una sección, para calcular las fuerzas en cada instante, hay que tener en cuenta la posición y velocidad angular de la sección y el campo de velocidades (sin perturbar) del fluido, tal como se ve en la Figura 12, de la que se deducen las ecuaciones siguientes:

$$\beta = \int \omega(t) \cdot dt \quad (21)$$

$$V' p = Vx \quad (22)$$

$$V't = \omega R^* - Vz \cos(\beta) + Vy \sin(\beta) \quad (23)$$

Sustituyendo  $Vp$  y  $Vt$  por  $V'p$  y  $V't$  en el desarrollo efectuado a partir de la Figura 4, se obtienen unos valores instantáneos de  $\Delta F(t)$  y  $\Delta Q(t)$ , de ecuaciones similares a (6) y (7), y finalmente:

$$T_r(t) = N_p L^* \cdot \Delta F(t) \quad (24)$$

$$Q_r(t) = N_p L^* \cdot R^* \cdot \Delta F(t) \quad (25)$$

$$P_r(t) = Q_r(t) \cdot \omega(t) \quad (26)$$

Con lo que se dispone de un modelo de la fuerza y par ejercidos por cada pala sobre el rotor, que son función de su posición y velocidad angular.

Para completar el modelo del actuador primario, es necesario computar su masa y momento de inercia alrededor del eje de giro, incluyendo la **masa añadida** del agua que arrastra durante los tiempos de aceleración. La identificación rigurosa de este parámetro no es una tarea sencilla (Korotkin, 2009; López, 2010; López, 2013), introduciendo una incertidumbre en los resultados del modelo que puede ser resuelta con ensayos de validación o con análisis de sensibilidad.

Finalmente, para el estudio del comportamiento dinámico del sistema es necesario tener en cuenta las características, tanto mecánicas como eléctricas, de los distintos elementos del tren de potencia como: multiplicadora, alternador, convertidores electrónicos de potencia, incluyendo los sistemas de control como el del paso de la hélice, excitación del alternador y, sobre todo el control de los convertidores (Somolinos, 2010; López, 2011).

#### 4. Modelado de convertidores de energía de las olas

En este caso, dado el carácter dinámico y aleatorio de las olas no se puede realizar la separación entre modelos estáticos o estacionarios y dinámicos. Además, en muchos de los dispositivos WECs, es fundamental, la resonancia del sistema, desde el elemento primario de absorción de energía, hasta el equipo (alternador, bomba, etc.) que la entrega al colector o red de energía.

Por otro lado, los modelos son muy distintos según el tipo de WEC. Para los absorbidores puntuales y atenuadores lineales, lo fundamental es el modelado del movimiento de cuerpos oscilatorios flotantes, para los OWC, el cambio de presiones del aire en la cámara de resonancia, para los OWSC el efecto de la presión del fluido en un cuerpo en movimiento y para los de sobrepasamiento, el de la dinámica de las olas que inciden sobre la rampa de entrada. Debido a su mayor nivel de madurez, sólo los primeros son objeto de estudio en este trabajo.

##### 4.1. Modelado general del recurso y de su interacción con el captador

Para el modelado del aprovechamiento de la energía de las olas por un cuerpo oscilante en flotación, se parte del modelo para el sistema de olas incidentes. Este modelo se suele dividir en un modelo a corto plazo, en el que se representa una descomposición espectral del tren de olas, tal como el de la Figura 14.c, un modelo de la atenuación del oleaje como el presentado en (16) o más elaborado, si se trata de aguas poco profundas (Beathi, 2009); y en un modelo energético a largo plazo, con datos estadísticos del clima marítimo, como el de la Figura 13 (tomada de Equimar, 2011), en la que un parámetro de gran importancia es la potencia del recurso, expresada en kW/m de frente de las olas.

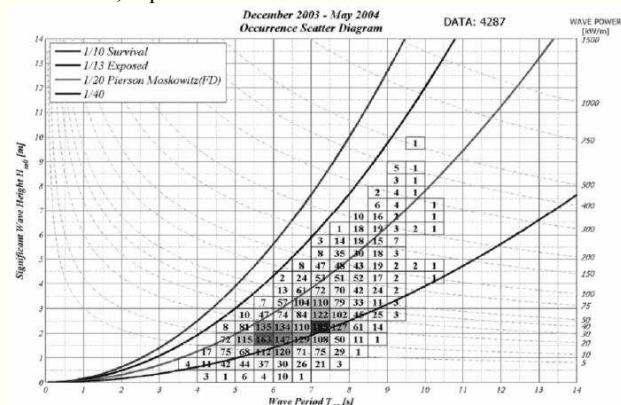


Figura 13: Estadística del oleaje estacional para una localización.

Se debe resaltar que, además del modelo lineal del oleaje, utilizado como primera aproximación en estudios energéticos (Farnes, 2002), cuando se desea una mayor precisión, como en los

análisis de supervivencia, con olas extremas, etc. han de utilizarse modelos no lineales (Fernández, 2008).

Un cuerpo flotando en el agua está sometido a movimientos con 6 grados de libertad (de la Cruz, 2012). Cuando está situado en el mar, las olas, corrientes y el viento (para la parte no sumergida) provocan una serie de fuerzas sobre el mismo que, en cada punto de su superficie, son función de la presión y velocidad del fluido en ese punto.

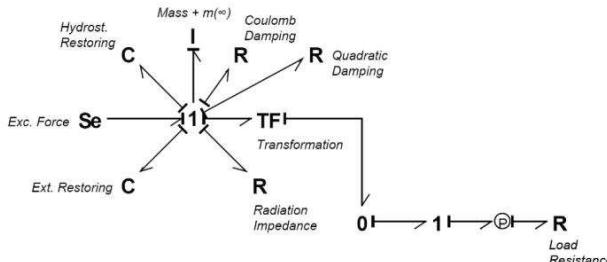


Figura 14: Diagrama de Bond del modelo de fuerzas para un cuerpo oscilando en un fluido.

Para simplificar el análisis, dada su influencia marginal, se desprecian las acciones del aire sobre la superficie expuesta y, el efecto de la corriente sólo se considera en los análisis de fondeo, resultando tal como se ve en la Figura 14 (tomada de Kurniawan, 2011), que hay que considerar las fuerzas de:

- Excitación, que son las inducidas por el tren de olas incidente sobre el captador.
- Radiación, asociadas al movimiento de agua (olas generadas) por el movimiento del captador.
- Hidrostáticas, que tienden a mantener el flotador en su posición de reposo.
- De fricción o disipativas, originadas por la viscosidad. Por su marcado carácter no lineal se puede descomponer en un amortiguamiento de Coulomb y otro cuadrático.
- Iniciales, ligadas a la masa propia del captador, del agua "atrapada" y a la masa añadida.
- De transferencia al PTO (*Power Take Off*), para la transformación y aprovechamiento de la energía.
- De reacción del sistema de soporte, normalmente un sistema de fondeo más o menos elástico.

#### 4.2. Modelado de un absorbedor puntual

Como ejemplo de aplicación del modelo propuesto de interacción olas - captador - PTO, se desarrolla un modelo de comportamiento lineal frecuencial y se presenta la metodología para el desarrollo de otro temporal. Para concretarlo, se ha elegido el caso de un captador de forma circular, por ser el tipo más extendido y poderse modelar con sólo el estudio de los movimientos en la dirección vertical (Ruehl, 2011).

El elemento principal del dispositivo es una boyas, que necesita tener una gran área horizontal, con objeto de tener fuerzas de restauración hidrostáticas y masas añadidas importantes (Nunes, 2011). Para cada elemento independiente, las ecuaciones que representan su movimiento son:

$$Mt\ddot{z}(t) = Ft(t) \quad (30)$$

$$Ft(t) = Fhd(t) + Fex(t) \quad (31)$$

$$Fhd(t) = Fexc(t) + Frd(t) + Fhs(t) + Fv(t) \quad (32)$$

$$Fex(t) = Fpto(t) + Fmor(t) \quad (33)$$

Siendo  $Mt$  la masa total,  $z$  el desplazamiento vertical,  $Ft$  la fuerza total,  $Fhd$  la hidrodinámica,  $Fexc$  la de excitación,  $Frd$  la de reacción,  $Fhs$  la hidrostática,  $Fv$  la de fricción viscosa,  $Fpto$  la reacción del tren de potencia y  $Fmor$  la del sistema de fondeo.

Para un modelo lineal, partiendo de una ola sinusoidal de frecuencia  $\omega$  y amplitud tal que genera una amplitud de fuerza excitadora  $AFexc$ , siendo  $M$  la suma de masa propia y de agua atrapada del cuerpo,  $m^*$  la masa de agua añadida en el movimiento,  $G$  el coeficiente de restauración hidrostática y  $B$  el de amortiguamiento viscosa equivalente (modelo lineal), modelando la reacción del PTO y del fondeo por medio de un coeficiente elástico  $K$  y una absorción de energía de fuerza proporcional a la velocidad (coeficiente  $D$ ), se llega (Lewis, 2011; Alves, 2011) a que la potencia media transferida al PTO es:

$$\bar{P} = \frac{1}{2} \omega^2 D \left[ \frac{AFexc}{[-\omega^2(M + m^*) + G + K] + i\omega(B + D)} \right]^2 \quad (34)$$

Entre estos parámetros  $M$  y  $G$  son fácilmente calculables por consideraciones geométricas,  $AFexc$ ,  $m^*$  y  $B$  precisan el uso de códigos de análisis hidrodinámico como el WAMIT (McCAbe, 2004) y  $D$  y  $K$  son función del diseño del PTO. Aplicando el teorema de máxima transferencia de potencia, la condición ideal se logra cuando se cumplen las ecuaciones:

$$G + K = \omega^2(M + m^*) \quad (35)$$

$$D = -B \quad (36)$$

De (35) y (36), se deduce que existe un fuerte acoplamiento entre el recurso ( $\omega$ ), el diseño de elemento primario absorción ( $B$ ,  $M$ ,  $m^*$  y  $G$ ) y el sistema de control de absorción de energía del PTO que influye directamente sobre  $D$ . Para un sistema dado, la máxima absorción se logra para la frecuencia de resonancia, obtenida de (35).

Existe un gran campo de trabajo para el desarrollo de estos sistemas de control de estos dispositivos, entre los que destacan los de tipo reactivo (en los que se busca que el diseño del PTO tenga una reactancia  $D$  similar a  $B$ ) y los de control por fase, en los que la respuesta del PTO sea tal que la velocidad de desplazamiento esté en fase con la fuerza excitadora (Farnes, 2001).

Estos modelos lineales, permiten un estudio rápido del funcionamiento del TEC ante diversos espectros de olas, pero sólo sirven para una primera aproximación del comportamiento, dado algunos de los parámetros (como el coeficiente  $B$ ) varían sustancialmente cuando las amplitudes son significativas.

Por ello, para estudios de mayor precisión, es necesario utilizar modelos temporales, en los que no se suelen utilizar modelos de parámetros concentrados, sino un análisis extendido (CFD, BEM, paneles, etc.) del comportamiento hidrodinámico del captador (Topper, 2010).

El uso de modelos temporales en lugar de frecuenciales, trae aparejado que sea necesario realizar una representación del oleaje para cada uno de los estados de la mar significativos, introducir como olas incidentes una suma de olas monocromáticas cuya amplitud y frecuencia sean representativas del espectro de oleaje en esa situación, y realizar la simulación durante un tiempo

suficiente para que los resultados estadísticos sean estables y se pueda, a partir de ellos, obtener la energía extraible.

## 5. Ejemplo de aplicación

Como ejemplo de aplicación de la metodología expuesta, se presenta el análisis del comportamiento dinámico del rotor de un DAEC de eje horizontal, en unas condiciones del entorno representativas de algunos de los campos que están en estudio. Las características principales de este caso son:

- Profundidad de lámina de agua 40 m
- Profundidad de trabajo del DAEC 20 m
- Velocidad de la corriente en el eje 2,5 m/s
- Potencia en el rotor 1,15 MW
- Perfil velocidad corriente potencia 1/7
- Oleaje tipo de la zona ( $T = 5,4$  s)  $H = 1,25$  m

Para el desarrollo del caso, en primer lugar se diseñó el rotor, en base a perfiles NACA de la serie 40 y 3 palas, resultando un radio de 10,4 m y una cuerda máxima de 3,0 m. Aplicando (20) a continuación se obtuvieron las características de la sección equivalente, resultando  $R^* = 7,58$  m,  $L^* = 7,53$  m, para la sección de  $C = 1,44$  m y  $\theta = 5,7^\circ$ .

Como base de la simulación se ha generado una aplicación en MATLAB-Simulink®, basada en el diagrama de bloques de la Figura 15. El objetivo es obtener la respuesta temporal de las señales más significativas del rotor (par, potencia, velocidad y el esfuerzo en las palas).

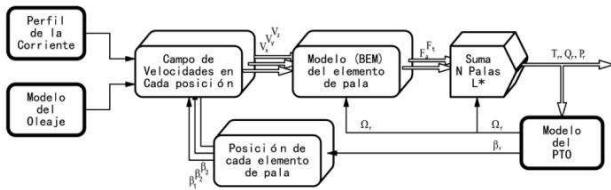


Figura 15: Diagrama de bloques del modelo de simulación.

Su núcleo es el modelo (BEM) del elemento de pala, en el que se incluyen los datos de la sección equivalente y un modelo de los coeficientes del perfil ( $C_L$  y  $C_D$ ) similar al de la Figura 6. Este bloque, que se repite para cada uno de los elementos de pala, tiene como entradas las velocidades relativas entre el agua y cada sección equivalente y como salidas las fuerzas unitarias resultantes. Sumando estas fuerzas multiplicadas por la longitud equivalente, se obtienen las salidas de la aplicación.

Para obtener las velocidades relativas agua-elemento de pala, se utiliza otro bloque en el que se implementa un modelo bidimensional del campo de velocidades, que es variable al depender del perfil de la corriente y del modelo del oleaje. Siendo necesario otro bloque que calcule la posición instantánea de cada elemento de pala equivalente. La velocidad angular, y en consecuencia la posición de las palas se obtiene a partir del par motoriz y de un modelo del PTO.

Debe resaltarse que en esta aplicación se han cuidado especialmente los detalles del comportamiento de las fuerzas generadas en las palas, en un campo de velocidades muy variable, utilizando modelos simplificados para la generación del campo de velocidad inducido por las olas y del PTO, con respecto a modelos habituales en sistemas eólicos (González, 2010; Mikati, 2012). Sus parámetros se han identificado de forma aproximada pero realista, a falta de datos concretos de una localización y de un DAEC. Para simplificar su desarrollo y el análisis de los

resultados, todas las variaciones de velocidad están en el plano perpendicular que pasa por el eje del rotor y no existe gradiente transversal, que representa un caso bastante real. El modelo del PTO incluye una multiplicadora y un generador asincrónico conectado directamente a la red.

En la Figura 16 se desarrollan los bloques de un prototipo de la aplicación. Está implementado para un rotor concreto y para la realización de experimentos se pueden ajustar las entradas de revoluciones nominales, variación vertical de la velocidad de la corriente, altura y variabilidad del oleaje.

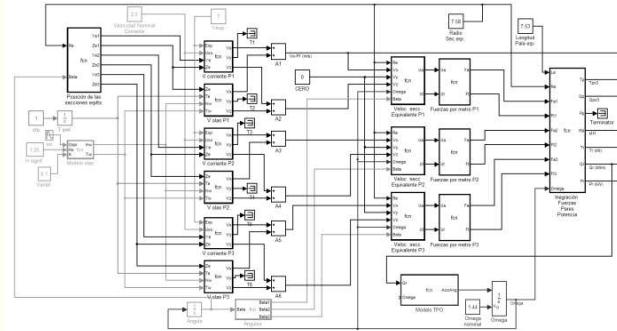


Figura 16: Desarrollo del modelo de simulación.

Para llevar a cabo la validación y calibración del modelo se debe disponer de resultados experimentales, a partir de prototipos a una escala grande (cercana a 1:1), midiéndose con precisión el campo de velocidades, los valores de fuerzas, pares y potencias con un periodo de muestreo suficientemente pequeño. La instrumentación necesaria es compleja, esperándose que se disponga de este tipo de información cuando se vayan teniendo resultados de los primeros prototipos ensayados.

En la Figura 17 se puede apreciar una ventana de 2 minutos correspondiente a una situación de operación típica el perfil tipo de corriente (potencia 1/7) y olas (1,25 m). Se representan, el momento flector en la base de las palas, que es el parámetro más representativo de los esfuerzos de fatiga, la potencia en el rotor, que tiene una gran influencia en el sistema de control del TPO y en la calidad de la energía eléctrica de salida y su efecto en la velocidad del eje.

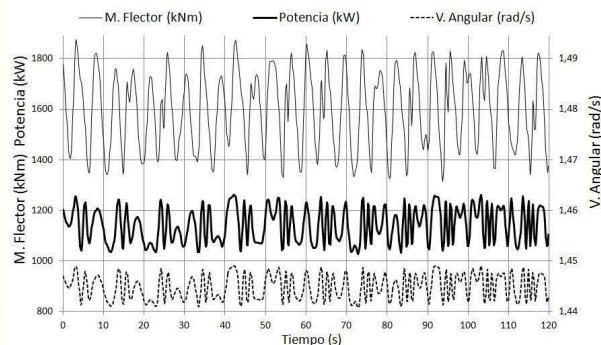


Figura 17: Variaciones del momento flector, de la potencia en el rotor y de su velocidad angular para la situación tipo estudiada.

En la Tabla 1 se muestra un resumen de los resultados de simulaciones para varias situaciones representativas. Se comprueba que, por un lado, las variaciones de la velocidad del fluido en la sección equivalente y del momento flector en la base

de la pala, son quasi-proporcionales y que, por otro lado, las de empuje total, par y potencia en el rotor también lo son.

Aunque los resultados absolutos están pendientes de la calibración del modelo, del análisis de los valores relativos, se deducen dos conclusiones importantes:

- La variación de la velocidad de la corriente con la profundidad, provoca una fatiga importante en las palas, pero el efecto de suma de las tres palas amortigua sus efectos en el empuje, par y potencia en el eje.
- El efecto de las olas supone variaciones importantes en todos los parámetros analizados, siendo razonable con el oleaje habitual, pero puede suponer serios problemas de operación en caso de tormentas, en aguas poco profundas, como el caso analizado, pudiendo obligar a la parada del DAEC.

Tabla 1: Resumen de resultados de las simulaciones

	Velocidad m/s	M. Flx. Pala kNm	T rotor kN	Omega rad/s	P rotor kW
Sólo var. Corr. c/profd.					
Max.	2,62	1774	731	1,440	1142
Min.	2,00	1399	730	1,440	1139
Δ/Med (%)	<b>26,7</b>	<b>23,6</b>	<b>0,2</b>	<b>0,0</b>	<b>0,3</b>
Sólo Olas 1,25m					
Max.	2,00	1823	782	1,000	1274
Min.	2,00	1417	692	1,000	1040
Δ/Med (%)	<b>0,0</b>	<b>25,1</b>	<b>12,2</b>	<b>0,0</b>	<b>20,2</b>
Combinado					
Max.	2,00	1886	776	1,444	1261
Min.	2,00	1314	685	1,000	1026
Δ/Med (%)	<b>0,0</b>	<b>35,8</b>	<b>12,4</b>	<b>36,3</b>	<b>20,6</b>
Comb. c/Olas 3m					
Max.	3,00	2410	947	1,000	1755
Min.	1,91	851	520	1,000	648
Δ/Med (%)	<b>44,4</b>	<b>95,7</b>	<b>58,2</b>	<b>0,0</b>	<b>92,1</b>

## 6. Conclusiones

En la actualidad se está asistiendo a un importante desarrollo de dispositivos para el aprovechamiento de las ERM, con una gran variedad de tipos, lo que supone un reto para el modelado de su comportamiento estático y dinámico, especialmente en los efectos que tiene en la fatiga de los elementos, en el diseño de los sistemas de control y en la evaluación de la calidad del suministro.

La complejidad del medio marino, con acciones provenientes de corrientes, olas y vientos, plantea especiales retos para el modelado de estos sistemas, lo que unido al incipiente estado de desarrollo de la tecnología, hace que nos encontremos ante un campo muy abierto.

Dentro de los modelos a desarrollar, destacan los de los elementos primarios de conversión de energía, para los que se pueden utilizar modelos (como los basados en CFDs) similares a los utilizados en otros campos de la hidrodinámica y de la mecánica de fluidos, los cuales, presentan dificultades de aplicación cuando se quieren integrar con los del resto del sistema, por ejemplo para analizar la cantidad y calidad del suministro de energía eléctrica.

En este trabajo se ha desarrollado un nuevo modelo del comportamiento dinámico del rotor de DAECs, diseñado especialmente para el estudio del comportamiento del distintos PTOs y de diversas estrategias de control de cara a estudios futuros.

El modelo propuesto se ha implementado para un caso concreto, cuyos resultados de simulación se presentan, con lo que se ha comprobado su funcionalidad y que supondrá un esfuerzo de identificación de parámetros razonable. Entre los trabajos futuros está su validación y calibración con ensayos en tanque o en mar abierto, que son bastante complejos al requerir escalas grandes para poder incorporar sistemas de instrumentación especiales para la medida de respuestas dinámicas (Revertido, 2012).

Inicialmente el modelo es bidimensional en cuanto a perturbaciones en la velocidad del fluido. En fases sucesivas de trabajo se completará para el análisis en 3D, con modelos más elaborados del recurso y del oleaje (por ejemplo con espectros multidireccionales) y de los elementos del PTO.

## English Summary

**Energetic modelling of primary converters for marine renewable energies**

### Abstract

The main objective of this paper is to present the most common harnessing methods for different types of renewable energy from the sea, and to analyze energy models of the devices used for their exploitation. These models are required for the design of the device as well as for the studying of their dynamic behavior. The knowledge of these models is also necessary for dynamic simulation and for the design of control algorithms in order to achieve energy and economic optimizations. In this paper, some of the different types of ocean energy are presented and the interest in the development of specific devices for the exploitation of sea currents and waves is justified. A small classification based on the depth of water in the area where these devices are to be installed is presented too. For wave energy converters, which are generally resonant type, a general methodology is presented. The different fields of acting forces and methods for obtaining the time and frequency responses are analyzed. For devices for the exploitation of energy from sea currents, it is presented a simplified methodology of dynamic modeling that can be used in analysis of the particular device. It is taken into account the hydrodynamic profiles used in these devices, the data flow profile with depth and wave model together with the gearbox-generator set dynamics. The proposed methodology is applied to a specific case study, corresponding to a horizontal axis rotor from a device for harnessing of tidal energy. The obtained results allow to analyze the effects of wave and flow conditions of non uniform current over the most important energy variables.

**Keywords:** marine renewable energies, modelling and simulation, blade element theory, resource modelling, point absorber.

### Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado con financiación parcial del Mº de Ciencia e Innovación, a través del Proyecto de Investigación Fundamental DPI2011-24113 CoDAEC (Control de Dispositivos para el Aprovechamiento de la Energía de las Corrientes Marinas).

## Referencias

- Alves, Marco and Sarmento, Antonio, 2011. Introduction to Ocean-Waves Energy Extraction. Wave-Energy Centre. Lisboa.
- Aquaret, 2012. Aquaret E-Learning Tool. Leonardo Da Vinci EU Program. <http://www.aquaret.com>.
- Anteau, Sylvain et al, 2008. Hydraulic Darrieus Efficiency for Free Fluid Flow Conditions versus Power Farm Conditions. *Renewable Energy*, Vol. 33, pg. 2186-2198. [www.elsevier.com/locate/rene](http://www.elsevier.com/locate/rene).
- Bahaj, A.S. et al, 2007. Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, Vol. 32.
- Batten, W.M.J. et al, 2008. The prediction of the hydrodynamic performance of marine current turbines. *Renewable Energy*, Vol. 33, pg. 1085-1096.
- Beathi, Scott J., 2009. Analysis and Development of a Three Body Heaving Wave Energy Converter. MsTh. University of Victoria. BC, Canadá.
- Bedard, Roger, 2008. Technology Characterization Ocean Wave and Tidal Energy. Global Marine Energy Conference. New York, USA.
- Belloni, Clarissa and Willden, Richard, 2011. Flow Field and Performance Analysis of Bidirectional and Open-centre Ducted Tidal Turbines. European Wave & Tidal Energy Conference (EWTEC'11). Southampton, United Kingdom.
- Ben-Elghali, S.E. et al, 2007. A Simulation Model for the Evaluation of the Electrical Power Potential Harnessed by a Marine Current Turbine. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, Vol. 32, n° 4, Octubre, 2007.
- Brito, A., Huckerby, J. (editors), 2012. Ocean Energy Systems. Annual Report-2011. OES-IEA. [www.iea-oceans.org](http://www.iea-oceans.org).
- Coiro, D.P. et al, 2005. Dynamic Behaviour of the Patented Kobold Tidal Current Turbine. *Acta Polytechnica*, Vol. 4, pg 77-84. Czech Technical University, Praga.
- de la Cruz, Jesús M. et al, 2012. Automática marina: una revisión desde el punto de vista del control. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, Volumen 9, n°3, Julio.
- EDF, 2011. L'usine marémotrice del La Rance. Electrcité de France. [www.energie.edf.com](http://www.energie.edf.com).
- Equimar, 2011. Wave and Tidal Resource Characterisation. Proyecto EquiMar Equitable Testing and Evaluation of Marine Energy Extraction Devices in terms of Performance, Cost and Environmental Impact. Deliverable D2.2. <http://www.equimar.org/equimar-project-deliverables.html>.
- Falnes, Johannes, 2002. Ocean Waves and Oscillating Systems. Cambridge University Press. Cambridge, United Kingdom.
- Fenández D., Pedro, 2003. Mecánica de fluidos. Departamento de Ingeniería Eléctrica y Energética. Universidad de Cantabria. Santander.
- Fenández D., Pedro, 2008. Energía de las Olas. <http://libros.redsauce.net/>.
- Garrad Hassan, 2008. Development of a Design Tool for Axial Flow Tidal Stream Devices. Contract number T/06/00231/00/00. BERR Department, United Kingdom.
- González, Miguel E. et al, 2010. Control Multivariable Centralizado con Desacoplo para Aerogeneradores de Velocidad Variable. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, Volumen 7, n° 4, Octubre 2010.
- Hardisty, Jack, 2009. The Analysis of Tidal Stream Power. Wiley-Blackwel. Chichester, United Kingdom.
- Huckerby, Jhon et al, 2011. An International Vision for Ocean Energy. Version 1: October 2011. OES-IEA. [www.iea-oceans.org](http://www.iea-oceans.org).
- IEC-TC214, 2011. Technical Specification: Marine energy. Wave, tidal and other water current converters. Part 1: Terminology. IEC/TS 62600-1Ed. 1.0. International Electrotechnic Commission. Ginebra, Suiza.
- IEC-TC214, 2012. Technical Specification: Marine energy. Wave, tidal and other water current converters. Part 200: Power performance assessment of electricity producing tidal energy converters. IEC/TS 62600-200 TS Ed.1. International Electrotechnic Commission. Ginebra, Suiza.
- King, J., Tryfonas, T., 2009 Tidal Stream Power Technology. State of the Art. IEEE Oceans Conference. Bremen, Alemania.
- Korotkin, Alexandr I., 2009. Added Masses of Ship Structures. Springer. Serie: Fluid Mechanics and its Applications. [www.springer.com/series/5](http://www.springer.com/series/5).
- Kurniawan, Adi et al, 2011. Assessment of Time-Domain Models of Wave Energy Conversion Systems. European Wave & Tidal Energy Conference (EWTEC'11). Southampton, United Kingdom.
- Lewis, Timothy M. et al, 2011. Per-Unit Wave Energy Converter System Analysis. 2011 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE). Phoenix, AZ, USA.
- López P., Amable et al, 2009. Modelado y Simulación de la Operación de un Generador para el Aprovechamiento de las Corrientes del Estrecho de Gibraltar. CEA. XXX Jornadas de Automática, Valladolid.
- López P., Amable et al, 2010. Aplicación del Modelado Paramétrico del Comportamiento Dinámico de Estructuras Sumergidas al Generador GESMEY. Doc. interno Laboratorio de Electrotecnia, Electrónica y Sistemas. ETSIN-UPM, Madrid.
- López P., Amable et al, 2011. Dynamic Behaviour of a Second Generation Hydrokinetic Converter. IEEE Oceans Conference. Santander.
- López P., Amable et al, 2012. Modelado del Comportamiento de Cuerpos Sumergidos en Maniobras. CEA. XXXIII Jornadas de Automática, Vigo.
- López P., Amable et al, 2013. Inertial Behavior of Offshore Devices. 5th International Workshop on Marine Technology, Gerona.
- McCabe, A.P., 2004. An Appraisal of a Range of Fluid Modelling Software. Supergen-Marine Research Centre. <http://www.supergen-marine.org.uk>.
- Mikati, M. et al, 2012. Modelado y Simulación de un Sistema Conjunto de Energía Solar y Eólica para Analizar su Dependencia de la Red Eléctrica. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, Volumen 9, n°3, Julio 2012.
- Münch, Cécile et al, 2009. Design and Performance Assessment of a Tidal Ducted Turbine. 3<sup>rd</sup> IAHR Meeting. Brno, Czech Republic.
- Núñez R. Luis R. et al, 2011a. Conceptual Design of an Ocean Current Turbine for Deep Waters. 1<sup>st</sup> International Conference on Maritime Technology and Engineering (MARTECH'11), Lisboa.
- Núñez R. Luis R. et al, 2011b. The GESMEY Project. Design & Development of a Second Generation TEC. 9<sup>th</sup> European Wave and Tidal Energy Conference (EWTEC'11), Southampton, United Kingdom.
- Núñez R. Luis R., 2012. El aprovechamiento de las energías renovables marinas como opción tecnológica de futuro. *Revista de Economía Industrial*. 4º Tr. 2012. Mº Industria, Energía y Turismo.
- Nunes, Guilherme et al, 2011. Modelling and Control of a Wave Energy Converter. *Renewable Energy*, vol. 36, pg. 1913-1921. [www.elsevier.com/locate/renene](http://www.elsevier.com/locate/renene).
- Ortubia, Idoia et al, 2011. Implantación de una central undimotriz en el nuevo dique de abrigo al puerto de Mutriku. <http://www.caminospaisvasco.com>.
- Revestido, Elías et al, 2012. Diseño de Experimentos para la Estimación de Parámetros de Modelos de Maniobra Lineales de Buques. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial RIAI*, Volumen 9, n° 2, Abril 2012.
- Ruehl, Kelley, 2011. Time-Domain Modeling of Heaving Point Absorber Wave Energy Converters, Including Power Take-Off and Mooring. MsTh. Oregon State University. OR, USA.
- Sheldahl, R.E., Klimas, P.C., 1981. Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections. SAND-80-214 Report. Sandia National Laboratories. Alburquerque, USA.
- Shi, John & Wang, Yun, 2008. The Vertical Structure of Combined Wave-Current Flow. *Ocean Engineering*. Vol. 35 pg. 174-181. [www.elsevier.com/locate/oceaneng](http://www.elsevier.com/locate/oceaneng).
- Shives, M. and Crawford, C., 2010. Overall Efficiency of Ducted Tidal Current Turbines. IEEE Oceans Conference. Seattle, WA, USA.
- Somolinos S. José A. et al, 2010. Automatic System for Underwater Ocean Current Turbines. Application to GESMEY. Internationa Conference on Oceanic Energies (ICOE). Bilbao.
- Somolinos S. José A. et al, 2012. Control de Profundidad de Cuerpos Sumergidos Basado en Cambios de Volumen. CEA. XXXIII Jornadas de Automática, Vigo.
- Stewart, Robert H., 2008. Introduction to Physical Oceanography. Texas A & M University. <http://ocean.tamu.edu/>
- Tomson, Jim et al, 2012. Measurements of Turbulence at Two Tidal Energy Sites in Puget Sound, WA. IEEE Journal of Ocean Engineering. Vol 37, n° 3, July.
- Topper, Mathew B.R., 2010. Guidance for Numerical Modelling in Wave and Tidal Energy. Supergen-Marine Research Centre. <http://www.supergen-marine.org.uk>.
- Wait, Frank M., 2010. Fluid Mechanics. 4<sup>a</sup> Edición. McGraw-Hill. Boston, USA.
- Wilson, James F. (ed), 2003. Dynamics of Offshore Structures. John Wiley & Sons. Hoboken, NJ, USA.
- Winter, Alexei, 2011. Speed Regulated Operation for Tidal Turbines with Fixed Pitch Rotors. IEEE Oceans Conference. Kona, Hawai, USA.