

Estudio comparativo de algoritmos de control para maniobras de DAECs* de primera generación y dos grados de libertad

del Horno, L.^{a,*}, Somolinos, J.A.^a, Segura, E.^b, Morales, R.^b

^a Grupo de Investigación Tecnológico en Energías Renovables Marinas –GIT-ERM–. Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales. Avda. Memoria 4, 28040 Madrid, España.

^b Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Albacete. Universidad de Castilla-La Mancha. Avda. España s/n. 02071 Albacete, España.

To cite this article: del Horno, L., Somolinos, J.A., Segura, E., Morales, R. 2021. Comparative study of control algorithms for maneuvers of first generation TECs* and two degrees of freedom. Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial 18, 407-418. <https://doi.org/10.4995/riai.2021.14974>

Resumen

De los Dispositivos de Aprovechamiento de la Energía de las Corrientes (DAECs), los denominados de primera generación, se emplean para la obtención de la energía de las corrientes submarinas en profundidades que no superan los 40 ó 50 m, lo que los configura como estructuras apoyadas en el fondo marino. Para que la explotación energética de este recurso sea competitiva -desde una perspectiva técnica y económica-, se requiere superar diversos retos tecnológicos y además, reducir los gastos de explotación, focalizando los esfuerzos en un abaratamiento de los costos de mantenimiento. Gracias a la implantación de un sistema de control de lastres, se dotan a estos generadores de la posibilidad de cambiar automáticamente de orientación y profundidad durante las maniobras de emersión-inmersión que pueden reducir dichos costos. En este trabajo se presenta el modelado dinámico de un dispositivo de dos grados de libertad y varios algoritmos de control multivariable, todos ellos basados en una matriz no lineal de desacoplamiento, junto con el término de compensación de la pérdida de empuje en las cercanías de la superficie libre. Se evalúan las prestaciones de estos controladores mediante la simulación de la maniobra de emersión de un dispositivo a escala real, y se validan los resultados con un prototipo a escala en Canal de Ensayos. Finalmente, se comparan los resultados obtenidos en simulación y se presenta su validación experimental.

Palabras Clave: Energías renovables marinas, modelo dinámico, control multivariable, integración OrcaFlex-Matlab, prototipo experimental, maniobras de emersión.

Comparative study of control algorithms for maneuvers of first generation TECs* and two degrees of freedom

Abstract

From the devices for harnessing the energy of ocean currents (In English, they are denoted as TEC “Tidal Energy Converters”). This term does not englobe all the devices for marine current harnessing), those denoted as first-generation devices are used to obtain energy from underwater currents at depths that do not exceed 40 or 50 m, which configures them as structures supported over the seabed. For the energy exploitation of this resource to be competitive, from a technical and economic perspective, it is necessary to overcome various technological challenges, and to reduce operating costs, focusing the effort on lowering maintenance costs too. Thanks to the implementation of a ballast control system, these generators are equipped with the possibility of automatically changing orientation and depth during emersion-immersion maneuvers, which can reduce these costs. This work presents the dynamic modeling of a device with two degrees of freedom and several multivariable control algorithms, all of them based on a non-linear decoupling matrix, together with the compensation of the loss of buoyancy term in the neighborhood of the free surface. The performance of these controllers is evaluated by simulating the emersion maneuver of a full-scale device, and these results are validated with a small-scale prototype in the Model Basin. Finally, the obtained results under simulation are compared, and experimental validation is presented.

Keywords: Marine renewable energies, dynamic modelling, multivariable control systems, OrcaFlex-Matlab integration, experimental prototype, emersion maneuvers.

* Autor para la correspondencia: l.delhorno@upm.es
Attribution-NonCommercial-ShareAlike 4.0 International (CC BY-NC-SA 4.0)

* Dispositivos de Aprovechamiento de la Energía de las Corrientes (Tidal Energy Converters)
Este trabajo es una ampliación del artículo que se presentó a las XL Jornadas de Automática, y que fue galardonado con el premio “Profesor Jesús Manuel de la Cruz, AUTOMAR”, en Ferrol, septiembre de 2019.

1. Introducción

La demanda energética mundial, en lo que va de siglo, lleva aumentado considerablemente debido al desarrollo tecnológico universal, al crecimiento de la población mundial y al aumento de la renta disponible en países fuera de la OCDE (U.S. Energy Information Administration, 2019). En la actualidad, gran parte de este consumo es mantenido por fuentes de energías de origen no renovable y son consideradas finitas, por depender de ciclos geológicos de gran tiempo para su formación. Un gran inconveniente del uso de combustibles de origen fósil es la contaminación que producen los gases de su combustión al medio ambiente, provocando el denominado como efecto invernadero y un desgaste grave de la capa de ozono, entre otros. Estos gases son los principales causantes del calentamiento de planeta, siendo el aumento de la temperatura media global en el año 2018 de 0,99°C con respecto la era preindustrial tomada como referencia (Organización Meteorológica Mundial, 2019). En el (Protocolo de Kyoto, 1997) y el (Acuerdo de París, 2015) los países firmantes se comprometieron a reducir las emisiones de gases para que el incremento de esta temperatura quede por debajo de los 2°C (por encima de este valor se prevén efectos catastróficos), e incluso intentar reducirlo por debajo de 1,5°C. Este objetivo se ha consolidado en la Convención Marco sobre Cambio Climático CMNUCC ha tenido lugar en Madrid (España) a finales del 2019 (Secretaría de Estado de Medio Ambiente, 2019), estableciendo el año 2050 como hito temporal necesario para alcanzar la neutralidad climática si no se quiere superar este incremento de temperatura. Por ello, las políticas mundiales tratan de fomentar la reducción en las emisiones de CO₂ y una sustitución paulatina y equilibrada de los combustibles fósiles por las denominadas energías limpias, lo que supone un impulso para las fuentes energéticas de origen renovable.

La UE ha establecido la necesidad de reducir en un 80% las emisiones de gases de efecto invernadero con el objetivo de que más del 80% de la electricidad producida proceda de las denominadas energías limpias en el 2050 (European Commission, 2018). Alcanzar estos porcentajes y progresar en este ámbito pasa por desarrollar la explotación de la energía contenida en los Océanos, que ocupan más del 70% de la superficie de La Tierra y que funciona como el mayor colector energético del planeta. En la UE, se estima un potencial global para extraer, de 748 GW de energía eléctrica procedente de los mares colindantes para el 2050 (Ocean Energy Systems, 2018), y evitar así 276 millones de toneladas de emisiones de CO₂ anuales (Ocean Energy Forum, 2016).

En la actualidad, la tecnología eólica *Off-Shore* (fuera de la costa) es la única que se considera con un nivel de desarrollo suficiente para ser competitiva, a nivel técnico y económico, con 18,5 GW instalados en el 2018 en Europa (F. Selot et al. 2019), si bien algunos miembros de la comunidad científica no la consideran una fuente de origen marino como tal. De las restantes fuentes energéticas procedentes de los océanos, dos son las que han focalizado un mayor esfuerzo en I+D+i por parte de las Empresas y Centros de Investigación: i) la energía undimotriz (de las olas) y ii) la energía de las corrientes marinas, siendo anecdóticos los trabajos para el aprovechamiento de energía a partir de otras fuentes como los gradientes térmico o salino.

La explotación de cualquier fuente energética oceánica comparte grandes retos tecnológicos y económicos comunes, entre los que se resaltan la hostilidad del medio marino y los elementos que intervienen en la exportación de energía del lugar de explotación a los centros de consumo en tierra (E. Segura et al. 2017a; E. Segura et al. 2017b). En cuanto a la explotación de la energía undimotriz (de las olas) su potencial energético es

proporcional al cuadrado de la altura de las olas; por lo tanto, en condiciones extremas, estos dispositivos (denominados, generalmente, WEC “Wave Energy Converters”), estarán expuestos hasta 8 veces la cantidad de energía nominal durante sus condiciones de operación, por lo que los criterios de diseño requeridos para su supervivencia en el mar presentan grandes dificultades (A. Brown et al. 2010). Finalmente, considerando las corrientes marinas de cualquier naturaleza: transoceánicas, mareales, inerciales, etc., este trabajo se focaliza en los dispositivos diseñados para el aprovechamiento de la energía de las corrientes mareales (se utiliza el acrónimo DAEC “Dispositivo de Aprovechamiento de Energía de las Corrientes” por su carácter más general que el término sajón TEC “Tidal Energy Converters”), por ser éstos las que han tenido una implantación comercial más temprana. Un claro ejemplo del desarrollo de esta tecnología se aprecia en el (Proyecto MeyGen) con 4 turbinas de 1,5 MW cada una, instaladas en Pentland Firth (Escocia).

En Europa se han identificado 106 lugares con recursos de corrientes marinas explotables (rango de velocidades entre 1 y 3 m/s), y se ha estimado que se podrían llegar a suministrar 48 TWh/año (E. García et al. 2016). Los dispositivos actuales empleados para la obtención de energía eléctrica a partir de la energía cinética de las corrientes son similares a los aerogeneradores. Sin embargo, las corrientes tienen mayor densidad energética que el viento ya que el agua es 800 veces más densa. Han de resolverse ciertos problemas, como la cavitación o la presión hidrostática de la columna de agua que soportan, entre otros muchos, para adaptarse y funcionar en el mar. Además, el medio marino provoca corrosión e incrustaciones, siendo necesario periodos más cortos entre intervenciones de mantenimiento para conservar, al menos, las palas en buen estado y así, garantizar el buen rendimiento del dispositivo. Para poder realizar cualquier tipo de mantenimiento o reparación en estos generadores, al menos hay que sacarlos a la superficie del mar, siendo necesario para ello el empleo de buques especiales, que resultan muy costosos (A. Badcock-Broe et al. 2014). Se puede evitar el uso de estos buques mediante la automatización de las maniobras de emersión-inmersión empleando un sistema de lastre variable y así reducir costos (E. Segura et al. 2019a, 2019b; R. Morales et al. 2016) y facilitar la progresiva y deseable implantación comercial de forma viable tanto técnica como económicamente (E. Segura et al. 2018).

Para este tipo de maniobras, los accionamientos utilizados (M. La Portilla et al. 2018; R. Perez et al. 2018), generan fuerzas verticales hidrostáticas que permiten controlar tanto la profundidad como la orientación del dispositivo al igual que en (Proyecto GESMEY) y otros (Gulf Stream Turbine).

En este documento se detalla un modelado dinámico simple para un DAEC de 1ª generación (apoyado sobre una base de gravedad a menos de 40 ó 50 m de profundidad), provisto de dos grados de libertad (profundidad y orientación de elevación), resultando un sistema no lineal, multivariable, dependiente del tiempo y fuertemente acoplado. Para facilitar el diseño de los sistemas de control se propone el desacoplamiento de las variables de control con la respuesta del DAEC. Una vez desacoplado, además de analizar el comportamiento del DAEC con varios reguladores, se comprobará la interacción del dispositivo con la superficie libre (nivel del mar) y los efectos de una compensación del término no lineal de la pérdida de empuje.

En los trabajos previos (E. Segura et al. 2019c; Fernández et al. 2016), (R. Morales et al. 2016), (M. La Portilla et al. 2018) se han propuesto algunos sistemas de control para estas maniobras controlando los dos grados de libertad mencionados, cuando la dinámica ha sido previamente desacoplada, pero solamente centrados en la dinámica del dispositivo totalmente sumergido. En

el trabajo (E. Segura et al. 2019c) presentado en las últimas Jornadas de Automática celebradas en Ferrol, se propuso el empleo del método directo de Lyapunov para obtener un algoritmo de control Proporcional-Derivativo (PD) estable. En (R. Morales et al. 2016), el regulador propuesto fue un Proporcional-Integral-Derivativo (PID) con una compensación de los términos no lineales, y en (M. La Portilla et al. 2018) se estudió el uso de un regulador similar denominado I-PD, el cual sitúa el término proporcional y derivativo en la salida y el término integral en la realimentación.

La mayor dedicación de este trabajo se centra en presentar un estudio comparativo de diversos reguladores propuestos una vez desacoplada la dinámica. Se contrastan los resultados mediante simulación de un DAEC a escala real, ya que su construcción para la validación de resultados de investigación no es viable (University of Southampton 2008). Finalmente se contrastarán los resultados de las simulaciones con los obtenidos experimentalmente con un prototipo a escala para laboratorio que ha sido concebido, diseñado, construido y puesto en marcha por el Grupo de Investigación Tecnológico en Energías Renovables Marinas –GIT-ERM- de la U. Politécnica de Madrid.

Este documento se estructura en 9 secciones. En la Sección 2 se describe el DAEC de primera generación objeto de estudio, mientras que, en la Sección 3 se propone un modelo dinámico de extrema sencillez junto con los algoritmos de control diseñados que aparecen en la Sección 4. La Sección 5 propone las maniobras automáticas de emersión. Los resultados de simulación y las herramientas utilizadas con las que se han obtenido éstos se presentan en la Sección 6. La Sección 7 describe el prototipo empleado para llevar a cabo la validación experimental, además de los resultados obtenidos, y la comparación de estos resultados con los de la sección anterior mediante los errores de control se encuentran en la sección 8. Finalmente, se resumen las principales conclusiones.

2. Descripción de DAEC de primera generación

El DAEC objeto de estudio se muestra en la Figura 1 y los parámetros más importantes se indican en la Tabla 1. Para una descripción detallada del mismo puede consultarse (M. Espín, 2015). No obstante, con respecto al diseño original de (M. Espín, 2015) las formas de su carena han sido ligeramente modificadas para mejorar su rendimiento en la fase o modo de operación, cuando se encuentra produciendo energía eléctrica.

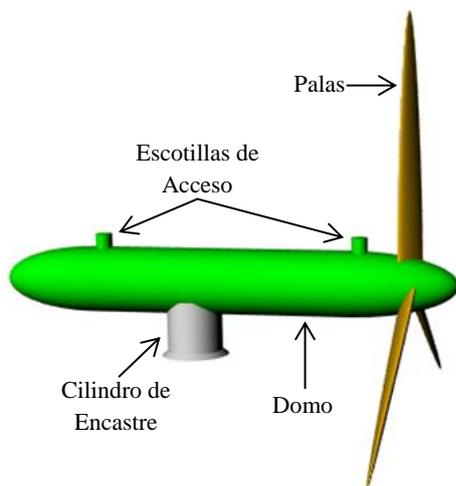


Figura 1: Formas del DAEC objeto de estudio.

Tabla 1: Dimensiones del DAEC objeto de estudio

Domo	Longitud (m)	Diámetro (m)
Semielipsoide proa	3,35	2,5
Cilindro	10	2,5
Semielipsoide popa	4,11	2,5
Pala	Longitud (m)	Volumen (m ³)
	9	2,17

En el interior del domo central se han situado dos conjuntos de tanques de lastre: i) Dos tanques ubicados en los extremos del domo central dotados de sistema de llenado/vaciado adaptado de (R. Perez et al. 2018); se denominan *tanques de control*, y son los responsables de generar las fuerzas hidrostáticas con las que se realizarán las maniobras de emersión-inmersión, y ii) otro conjunto de tanques, denominados *de flotación*, que se utilizan únicamente para variar el calado del generador cuando se encuentra en la superficie libre. Su sistema de llenado y vaciado se lleva a cabo por medios tradicionales (bombas centrífugas o sistemas de soplado de aire comprimido) y son manejados en bucle abierto.

Sólo los tanques de control son considerados y modelados aquí para el consecuente diseño del sistema de control.

3. Modelado dinámico para control

En este apartado se presentan el conjunto de ecuaciones que permitirán conocer el comportamiento dinámico de un DAEC a partir de la variación de agua de lastre en los mencionados tanques de control, que son responsables de generar las fuerzas hidrostáticas necesarias para la ejecución de las maniobras emersión- inmersión que se pretenden automatizar.

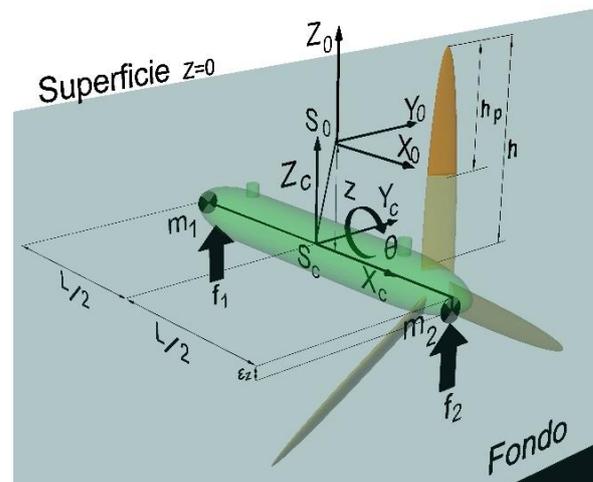


Figura 2: Principales magnitudes y sistema de referencia

Para obtener dicho modelo se establecen las siguientes condiciones y simplificaciones esquematizadas en la Figura 2.

1. Se adopta el sistema de referencia según la Comisión Electrotécnica Internacional (IEC-TC214, 2011), en el cual se establece el uso de un sistema fijo, S_0 , al nivel del mar, con respecto al que toman la orientación y posición del dispositivo. Un segundo sistema de referencia local, denotado como S_c , sitúa su origen en el centro de carena (en adelante CDC) del dispositivo cuando se encuentra totalmente sumergido con su eje X alineado con el sentido de la corriente marina.
2. Las dos variables a controlar son la profundidad, z , y la rotación, θ , alrededor del eje y_c del DAEC.
3. Se considera una distribución puntual de la masa del generador en los dos extremos del domo, coincidiendo con

la ubicación de los tanques de control. Para evitar singularidades (véase E. Segura et al. 2019c), la distribución de masas requiere que una de ellas se desplace ligeramente en vertical una distancia ε_z con respecto al eje longitudinal del domo.

En la Figura 2 anterior se ha representado el DAEC en orientación horizontal y semisumergido. Puede observarse cómo una parte de la pala vertical del rotor, h_p , no está sumergida.

En ausencia de fuerzas externas, como las debidas a las corrientes residuales, a las olas, o en su caso, al sistema de fondeo, el dispositivo sumergido está únicamente sometido a fuerzas verticales por su empuje y peso, que son las siguientes:

$$f_i(t) = V_i(t) \cdot \rho_w \cdot g - m_i \cdot g \quad (1)$$

$$V_i(t) = \frac{1}{2} \cdot (V_0 + \gamma_0 \cdot z(t) - V_{NS}) + \Delta V u_i(t) \quad (2)$$

Donde el subíndice $i = 1,2$, denota cada una de las masas puntuales consideradas, $z(t)$ es la profundidad del CDC del dispositivo y que es dependiente del tiempo. Se consideran constantes las masas, así como la constante de la gravedad, g , y la densidad del agua, ρ_w , despreciando la muy pequeña dependencia de ésta con la temperatura, la profundidad y la salinidad. El coeficiente de compresibilidad, γ_0 , relaciona la pérdida de volumen con la profundidad por compresión, que se ha considerado lineal y se modela como constante, únicamente a efectos de representar la inestabilidad intrínseca por compresibilidad (vease J. A. Somolinos et al. 2017). V_0 representa el volumen nominal del DAEC completo situado fuera del mar, mientras V_{NS} se corresponde al volumen no sumergido del dispositivo y $\Delta V u_i$ representa la variación del volumen de los tanques de control, equivalente a su cambio de lastre, para $i = 1,2$.

Las ecuaciones que describen la dinámica de traslación y de rotación se consideran independientes entre sí, y son:

$$\sum_{i=1,2} f_i(t) = (m + m_a) \cdot \ddot{z}(t) + v_z \cdot |\dot{z}(t)| \cdot \dot{z}(t) \quad (3)$$

$$\sum_{i=1,2} \Gamma_i(t) = (I + I_a) \cdot \ddot{\theta}(t) + v_\theta \cdot |\dot{\theta}(t)| \cdot \dot{\theta}(t) \quad (4)$$

Siendo f_i las fuerzas a las que está sometido el dispositivo definidas en la ecuación (1) y Γ_i los pares creados por las fuerzas anteriores, con $i = 1,2$. Al ángulo que representa el giro del dispositivo respecto al eje y_c (local), dependiente del tiempo, se le ha denominado $\theta(t)$. La masa m es la masa en rosca total y al momento de inercia se le denomina I , mientras que la masa añadida se representa con m_a , y se modela como una fracción de la masa del cuerpo. El efecto de esta masa añadida en la dinámica rotacional es considerada una inercia añadida y denotada como I_a , la cual se calcula de forma similar. Los coeficientes de fricción viscosa de traslación y rotación son v_z y v_θ , respectivamente.

Para el cálculo de los pares de rotación se recurre a las ecuaciones:

$$\Gamma_i = \mathbf{D}_i \times \mathbf{f} \mathbf{u}_i \quad (5)$$

$$\mathbf{D}_i = \mathbf{R}(y, \theta) \cdot \mathbf{d}_i \quad (6)$$

Donde $\mathbf{R}(y, \theta)$ es la matriz básica de rotación alrededor del eje y_c , \mathbf{d}_i el vector distancia de los centros de gravedad (en adelante CDG) de los tanques con respecto al origen del sistema de referencia local S_c , y $\mathbf{f} \mathbf{u}_i(t) = \Delta V u_i(t) \cdot \rho_w \cdot \mathbf{g}$, es el vector fuerza tridimensional causada por la variación de agua de lastre en los tanques de control. Nótese que se representan en negrita tanto las matrices como las variables en las que se pretende resaltar su carácter vectorial tridimensional, mientras que las variables unidimensionales (por ejemplo, las fuerzas sobre las masas con respecto al eje z o los pares con respecto al eje y_c), aun teniendo carácter vectorial, no son resaltadas en negrita.

3.1. Modelado del término de pérdida de empuje

Cuando hay interacción del dispositivo con la superficie libre (nivel del mar), el volumen no sumergido, denotado como $V_{NS}(z, \theta)$, supone una pérdida de empuje que se traduce en fuerzas y pares con puntos de aplicación variantes. Este volumen no sumergido es computable a partir de la forma geométrica del cuerpo sumergido y de su profundidad y orientación.

En la Figura 3 se esquematizan el diferencial de volumen no sumergido, dV , así como su distancia al CDG denotado como \mathbf{r} . El cálculo teórico del mencionado volumen no sumergido puede llevarse a cabo según la ecuación siguiente:

$$V_{NS}(z, \theta) = \iiint_{V \rightarrow z_0 > 0} dV \quad (7)$$

Y a partir de este volumen, el cálculo de los vectores de fuerza y par provocados por este término no lineal se obtienen de:

$$\mathbf{f}_{NS}(z, \theta) = \rho_w \cdot \mathbf{g} \cdot V_{NS}(z, \theta) \quad (8)$$

$$\Gamma_{NS}(z, \theta) = \rho_w \cdot \iiint_{V \rightarrow z_0 > 0} (\mathbf{r} \times \mathbf{g}) \cdot dV = \mathbf{r} \times \mathbf{f}_{NS}(z, \theta) \quad (9)$$

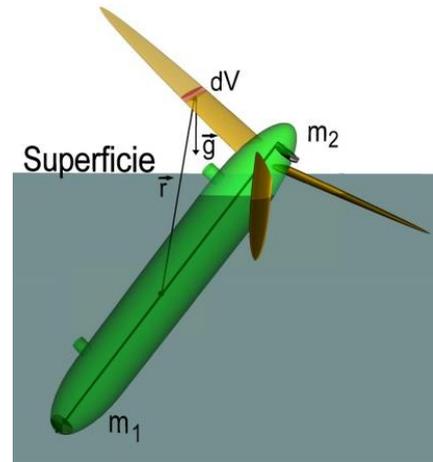


Figura 3 Principales magnitudes del volumen no sumergido

Finalmente, y haciendo uso de la notación habitual $C\theta = \cos \theta$ y $S\theta = \sin \theta$, el modelo dinámico que se obtiene de agrupar las ecuaciones anteriores (1 a 9), cuando el dispositivo tiene flotabilidad neutra, ($m = V_0 \cdot \rho_w$) e interacciona con la superficie libre, queda como sigue:

$$\begin{aligned} & \underbrace{\begin{pmatrix} m + m_a & 0 \\ 0 & I + I_a \end{pmatrix}}_{\mathbf{M}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} \ddot{z}(t) \\ \ddot{\theta}(t) \end{pmatrix}}_{\mathbf{\ddot{q}}(t)} + \underbrace{\begin{pmatrix} v_z & 0 \\ 0 & v_\theta \end{pmatrix}}_{\mathbf{N}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} |\dot{z}(t)| \cdot \dot{z}(t) \\ |\dot{\theta}(t)| \cdot \dot{\theta}(t) \end{pmatrix}}_{|\mathbf{\dot{q}}(t)| \cdot \mathbf{\dot{q}}(t)} \\ & + \underbrace{\begin{pmatrix} -\gamma_0 \cdot \rho_w \cdot g & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}}_{\mathbf{C}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} z(t) \\ \theta(t) \end{pmatrix}}_{\mathbf{q}(t)} + \underbrace{\begin{pmatrix} f_{NS}(z, \theta) \\ \Gamma_{NS}(z, \theta) \end{pmatrix}}_{\mathbf{PE}(\mathbf{q})} \\ & = \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 1 \\ L \cdot C\theta & -L \cdot C\theta + \varepsilon_z \cdot S\theta \end{pmatrix}}_{\mathbf{D}(\mathbf{q})} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix} f u_1(t) \\ f u_2(t) \end{pmatrix}}_{\mathbf{Fu}(t)} \end{aligned} \quad (10)$$

La ecuación (10) representa el modelo dinámico propuesto del dispositivo que toma como variables generalizadas la profundidad y la orientación del dispositivo ($\mathbf{q}(t) = (z(t) \ \theta(t))^T$). Para compactar la ecuación anterior se han agrupado todos sus términos en forma matricial. De esta forma, \mathbf{M} denota la matriz de masas, \mathbf{N} es una matriz de fricciones considerada diagonal, la matriz \mathbf{C} incluye el término de compresión, el cual no aporta pares, la matriz $\mathbf{PE}(\mathbf{q})$ incluye los términos de fuerza vertical y par de rotación de las ecuaciones (8) y (9), respectivamente [obsérvese de nuevo que no se resaltan en negrita ni $f_{NS}(z, \theta)$ ni $\Gamma_{NS}(z, \theta)$]. Por último, la matriz $\mathbf{D}(\mathbf{q})$ representa el modo en que las fuerzas

hidrostáticas de control ($Fu(t)$) se acoplan en el modelo dinámico con respecto a la evolución de las variables generalizadas, $q(t)$. Esta matriz es la responsable de modelar el fuerte acoplamiento existente entre las variables de control y las de salida del dispositivo.

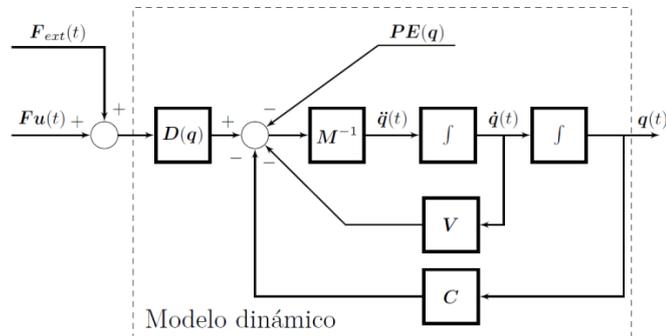


Figura 4: Diagrama de bloques del modelo dinámico propuesto.

De un modo aún más esquemático, la Figura 4 muestra el diagrama de bloques del modelo dinámico propuesto en la ecuación (10). Se ha añadido un término vectorial aditivo $F_{ext}(t)$, que representa las fuerzas generalizadas por perturbaciones externas, no modeladas.

4. Algoritmos de control propuestos

Con el fin de llevar a cabo un estudio comparativo entre diversos algoritmos de control, se generalizan todos ellos según muestra la Figura 5. Siendo la trayectoria de consigna o referencia multivariable $q_r(t) = (z_r(t) \ \theta_r(t))^T$, la cual representa la profundidad y orientación deseadas, cualquiera de los controladores presentados se enmarca en la arquitectura del controlador multivariable no lineal que se propone y que está compuesto por una acción lineal y un término no lineal de compensación para el seguimiento de las variables de salida $q(t)$ con la forma:

$$Fu = D^{-1}(q) \cdot (CL_1 \cdot (q_r - q) - CL_2 \cdot \dot{q} + CNL(q)) \quad (11)$$

El término más importante de la arquitectura de control propuesta es el denotado por $D^{-1}(q)$, denominada *Matriz de Desacoplamiento*, y que resulta de invertir la matriz $D(q)$. Este término ha de computarse en tiempo real, y es función de las variables de salida que se miden. El pequeño desplazamiento, ε_z , permite que la matriz D sea invertible en el rango deseado de ángulos $[0^\circ, 90^\circ]$ (Fernández, L. et al. 2016).

Una vez situada la Matriz de Desacoplamiento en el algoritmo de control, diversos reguladores lineales pueden implementarse, al resultar ahora, las variables de control desacopladas entre sí. De las diversas posibilidades, sólo dos reguladores, con dos variantes de compensación del término no lineal de la pérdida de empuje son propuestos para su posterior análisis comparativo.

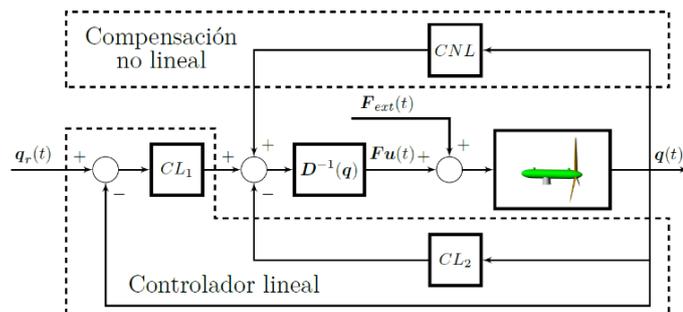


Figura 5: Realimentación para un regulador lineal y una compensación no lineal generalizado.

4.1. Controlador PD

El controlador sin compensación no lineal y con una acción lineal del tipo Proporcional-Derivativa en la realimentación, toma los siguientes valores:

$$CL_1 = K_P; \quad CL_2 = K_D \cdot \frac{d}{dt}; \quad CNL = 0 \quad (12)$$

Donde los términos K_P y K_D , son matrices diagonales definidas positivas de dimensión 2 y se corresponden con la parte proporcional y derivativa, respectivamente. El término $CNL = 0$ es también de dimensión 2. Teniendo en cuenta los valores mostrados en (12) y sustituyendo en la ecuación (11) del controlador, queda:

$$Fu = D^{-1}(q) \cdot (K_P \cdot (q_r - q) - K_D \cdot \dot{q}) \quad (13)$$

Al sustituir la ecuación (13) en (10) se obtiene la dinámica conjunta regulador-sistema controlado bajo condiciones nominales y ante la ausencia de perturbaciones externas:

$$M \cdot \ddot{q} + (N \cdot |\dot{q}| + K_D) \cdot \dot{q} + (C + K_P) \cdot q + PE(q) = K_P \cdot q_r \quad (14)$$

4.2. Controlador PD con compensación del término de Pérdida de Empuje

Este regulador toma los mismos valores para CL_1 y CL_2 que el caso anterior, pero ahora el término no lineal toma el valor $CNL = PE_e(q)$, donde $PE_e(q)$ corresponde con las fuerzas y pares estimados que genera el volumen no sumergido del dispositivo, quedando la ecuación del regulador de la forma:

$$Fu = D^{-1}(q) \cdot (K_P \cdot (q_r - q) - K_D \cdot \dot{q} + PE_e(q)) \quad (15)$$

Y la ecuación de la dinámica conjunta controlada:

$$M \cdot \ddot{q} + (N \cdot |\dot{q}| + K_D) \cdot \dot{q} + (C + K_P) \cdot q + \varepsilon_{PE}(q) = K_P \cdot q_r \quad (16)$$

Donde $\varepsilon_{PE}(q)$ representa el error, que irremediablemente se cometerá al tratar de computar una pérdida de empuje estimada en lugar de la pérdida de empuje real, ya que el cálculo exacto de esta última resulta de una gran complejidad, debido a las formas del dispositivo, principalmente de las palas con o sin incrustaciones (mayor volumen) y/o corrosión (menor volumen).

4.3. Controlador I- PD

Se emplea este tipo de regulador, que es similar al descrito en (M. La Portilla et al. 2018), debido a que la parte derivativa se toma de la salida, con el fin de evitar sobreoscilaciones indeseadas causadas por la presencia de ceros de la realimentación. La parte integral se sitúa en la entrada del bucle de realimentación mientras que la parte proporcional también actúa sobre la señal de salida. Los valores para este controlador son:

$$CL_1 = K_I \cdot \int d\tau; \quad CL_2 = K_D \cdot \frac{d}{dt} + K_P; \quad CNL = 0 \quad (17)$$

Siendo matrices diagonales y definidas positivas de dimensión 2 los términos K_I , K_D y K_P . La compensación no lineal vuelve a ser nula. La ecuación del controlador se muestra en (18) y la dinámica controlada en (19)

$$Fu = D^{-1}(q) \cdot \left(K_I \cdot \int (q_r - q) \cdot d\tau - K_D \cdot \dot{q} - K_P \cdot q \right) \quad (18)$$

$$M \cdot \ddot{q} + (N \cdot |\dot{q}| + K_D) \cdot \dot{q} + (C + K_P) \cdot \dot{q} + K_I \cdot q + PE(q) = K_I \cdot q_r \quad (19)$$

4.4. Controlador I-PD con compensación del término de Pérdida de Empuje

Este controlador es similar al anterior, salvo la presencia del término no lineal residual $PE_e(q)$, quedando como sigue:

$$Fu = D^{-1}(q) \cdot \left(K_I \cdot \int (q_r - q) \cdot d\tau - K_D \cdot \dot{q} - K_P \cdot q + PE_e(q) \right) \quad (20)$$

Y su dinámica conjunta controlador-sistema es:

$$M \cdot \ddot{q} + (N \cdot |\dot{q}| + K_D) \cdot \dot{q} + (C + K_P) \cdot \dot{q} + K_I \cdot q + \varepsilon_{PE}(q) = K_I \cdot q_r \quad (21)$$

5. Maniobras automáticas a realizar

Una vez introducidos los sistemas de control, se procede a evaluar las respuestas dinámicas durante las maniobras de emersión a realizar por el dispositivo para poder llevar a cabo las tareas de mantenimiento cuando éste se encuentra en la superficie del mar. Para la ejecución de estas tareas, se distinguen dos tipos básicos de maniobras: i) cuando el dispositivo asciende en horizontal, sin cambio de orientación (Figura 6), con el fin de facilitar el acceso al interior a través de las escotillas para poder llevar a cabo tareas tales como: cambios de aceite, lubricación de engranajes y cojinetes, revisión de baterías y bombas, etc, ó ii) en vertical, que implica cambio de orientación (Figura 7), para la limpieza de palas mediante el acceso con embarcaciones de bajo coste. En ambos casos, es necesaria una ventana temporal de buen clima con pequeña influencia de las olas durante el periodo de trabajo.

Se utilizarán trayectorias lineales con tramos polinómicos de orden 6 (S. Perumaal and N. Jawahar 2013) para generar referencias temporales en los cambios de profundidad y/u orientación, y así evitar señales de referencia con cambios bruscos, como, por ejemplo, señales en escalón, cuyas respuestas se ven limitadas por la saturación de los actuadores.

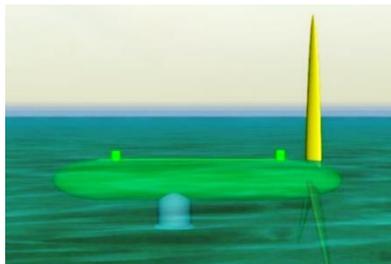


Figura 6: Aspecto de la posición final del dispositivo cuando emerge sin cambio de orientación. (Captura de Orcaflex)

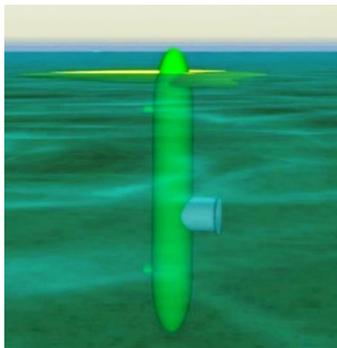


Figura 7: Aspecto de la posición final del dispositivo cuando emerge con cambio de orientación. (Captura de Orcaflex)

Para realizar las simulaciones de estas maniobras se ha requerido la integración del entorno de Matlab (Mathworks 2020) con Orcaflex (Orcina 2016) (véanse los detalles en (M. La Portilla et al. 2018)). De los términos del sistema de control mencionados en el Sección 4, el que representa mayor complejidad es el cálculo de la matriz $\mathbf{PE}_e(\mathbf{q})$, formada por las fuerzas y pares provocados por la estimación del volumen no sumergido, en los algoritmos de control que utilizan la compensación por pérdida de empuje. Habida cuenta de la dificultad de computar el volumen real del dispositivo (ecuación (7)), éste se descompone en dos términos que se aproximan a figuras geométricas sencillas. El domo se aproxima a un cilindro de radio R_C , y longitud L . Cada una las palas se aproximarán a un cono del mismo volumen y altura, h

y de radio, R_P . Se considera como origen del sistema de referencia de coordenadas local al centro geométrico del cilindro.

A partir de la simplificación anterior, las fuerzas que se desean estimar debidas al volumen no sumergido, V_{NSe} , se obtienen computando las formas del cilindro (subíndice C) y palas (subíndice P) no sumergidas conforme a las ecuaciones generales (8-9) resultando en los términos siguientes:

$$\mathbf{f}_{NSe}(z, \theta) = \rho_w \cdot \mathbf{g} \cdot (V_{NSe_C}(z, \theta) + V_{NSe_P}(z, \theta)) \quad (22)$$

$$\mathbf{\Gamma}_{NSe}(z, \theta) = \mathbf{r}_C \times \mathbf{f}_{NSe_C}(z, \theta) + \mathbf{r}_P \times \mathbf{f}_{NSe_P}(z, \theta) \quad (23)$$

De forma muy resumida se muestran a continuación los cálculos de volúmenes no sumergidos en las dos maniobras de interés.

5.1. Emersión sin cambio de orientación

La estrategia de emersión sin cambio de orientación consiste únicamente en la variación de la profundidad, según una trayectoria suave, y manteniendo en todo momento su orientación horizontal ($\theta = 0^\circ$). Para poder computar el volumen no sumergido estimado se supone que el dispositivo asciende con una pala en vertical (véase la Figura 6), obteniéndose:

$$V_{NSe_P}(z, 0^\circ) = \begin{cases} V_P & z > -R_C \\ \frac{\pi \cdot R_P \cdot (h + R_C + z)^3}{3 \cdot h^2} & -(R_C + h) \leq z \leq -R_C \\ 0 & z < -(R_C + h) \end{cases} \quad (24)$$

$$V_{NSe_C}(z, 0^\circ) = \begin{cases} V_C & z > R_C \\ \frac{V_C}{2 \cdot \pi} \cdot (\zeta - \sin \zeta) & -R_C \leq z \leq R_C \\ 0 & z < -R_C \end{cases} \quad (25)$$

Donde V_C es el volumen del cilindro al que se ha aproximado el domo, V_P , el volumen de una pala y el ángulo del arco de circunferencia del cilindro que se encuentra fuera del agua se calcula como: $\zeta = \pi - 2 \cdot \sin^{-1}(-z/R_C)$.

Conociendo el volumen no sumergido y aplicando las ecuaciones (22-23) se obtienen las fuerzas verticales de empuje, y sus pares correspondientes.

En esta maniobra, una vez alcanzada la cota de la superficie libre, puede utilizarse el deslastrado de los tanques de flotación para mejorar el calado. Esta última operación se lleva a cabo en bucle abierto y no se considera aquí.

5.2. Emersión con cambio de orientación

Cuando se desea extraer el dispositivo con cambio de orientación ($\theta = 90^\circ$) se escoge una estrategia de emersión dividida en tres etapas o tramos:

- Emersión en horizontal hasta una profundidad intermedia.
- Una vez alcanzada la profundidad intermedia, se procede a girar el dispositivo para alcanzar una posición vertical manteniendo la profundidad de su CDC.
- Finalizada la etapa anterior, el dispositivo asciende verticalmente hasta alcanzar la superficie.

Como puede apreciarse en la Figura 7, cuando el dispositivo asciende hasta la superficie libre con orientación vertical, parte del domo y de las tres palas quedan sin sumergir. Habida cuenta que el cálculo del volumen no sumergido de las palas resulta muy complejo e inexacto y, que, en cualquier caso, será muy pequeño, debido a que los tanques de control

no permiten desalojar un gran volumen de lastre, y con ello, la variación entre peso y empuje. Por ello, es razonable considerar nula la pérdida de empuje ocasionada por las palas. Para el domo el volumen no sumergido es este caso queda:

$$V_{Nsec}(z, 90^\circ) = \begin{cases} V_c & z > L/2 \\ \pi \cdot R_c^2 \cdot \left(\frac{L}{2} + z\right) & -L/2 \leq z \leq L/2 \\ 0 & z < -L/2 \end{cases} \quad (26)$$

Al igual que en el caso descrito anteriormente, al aplicar las ecuaciones (22-23) una vez que se conoce el volumen no sumergido, se calculan las fuerzas verticales de empuje, y sus pares correspondientes.

6. Resultados de Simulación

Para la simulación del comportamiento del DAEC de escala real se ha hecho uso del entorno de simulación certificado Orcina OrcaFlex (Orcina 2016) que simula el comportamiento de cuerpos sumergidos y semi-sumergidos con diferentes sistemas de fondeo (véase (M. La Portilla et al. 2018)), mientras que se ha utilizado el entorno de Matlab (Mathworks 2020) y su interfaz con la API de OrcaFlex para la implementación de los algoritmos de control propuestos en la Sección 5. El resultado de esta integración es una herramienta conjunta que permite validar en simulación, los sistemas de control diseñados, implementados en Matlab, en el modelo dinámico del dispositivo submarino desarrollado en OrcaFlex. Esta integración se lleva a cabo mediante una DLL que actúa como interfaz entre ambos paquetes software. En la Figura 10, tomada de (M. La Portilla et al. 2018) se muestra el esquema de integración utilizado.

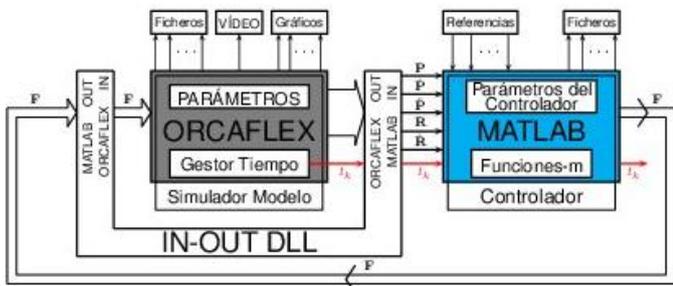


Figura 10: Sistema de integración Matlab-Orcaflex

Tanto las fuerzas computadas por el controlador (de Matlab a OrcaFlex) como las variables de posición y orientación del dispositivo (de OrcaFlex a Matlab) son comunicadas mediante la DLL indicada.

A continuación, se muestran los resultados de las variables de salida obtenidos en el entorno de simulación.

6.1. Regulador PD sin y con compensación del término de Pérdida de Empuje en Emersión en Horizontal

Implementados los reguladores de las ecuaciones (13) y (15), donde los valores de las matrices diagonales de las ganancias del sistema realimentado son $K_p = diag(0,24; 10,19)$ y $K_D = diag(11,83; 509,78)$, y cuyos valores se obtienen mediante técnicas de estado por asignación de polos de forma similar a la descrita en (L. Del Horno et al. 2020). Las Figuras 11 y 12 muestran las referencias y las respuestas dinámicas de la profundidad y de la orientación,

respectivamente, del DAEC en su maniobra de emersión en horizontal con las dos variantes de los reguladores.

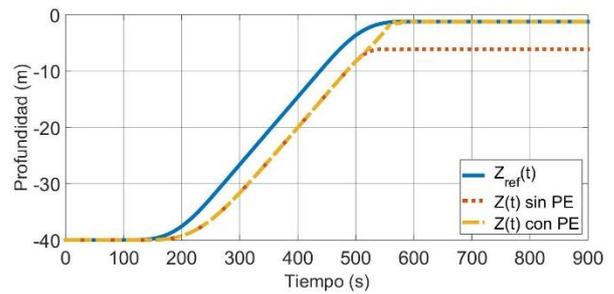


Figura 11: Respuesta simulada de la profundidad del dispositivo real para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en horizontal

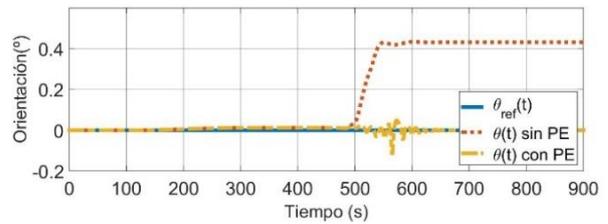


Figura 12: Respuesta simulada de la orientación del dispositivo real para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en horizontal

Como se puede observar, el regulador PD sin compensación (línea roja discontinua) no es capaz de llevar al dispositivo a la profundidad deseada, además, el error en el ángulo en este caso es mayor que para el PD con compensación (amarilla discontinua). Mientras el dispositivo se encuentra sumergido, este error es prácticamente nulo para ambos reguladores, hasta que el dispositivo comienza a emerger.

6.2. Regulador I-PD sin y con compensación del término de Pérdida de Empuje en Emersión en Horizontal

De un modo similar al anterior, implementados los reguladores I-PD de las ecuaciones (18) y (20) con ganancias $K_p = diag(1,88; 81,58)$, $K_D = diag(29,50; 1284,71)$ y $K_I = diag(0,04; 1,63)$, en las Figuras 13 y 14 se muestran las mismas señales. Puede apreciarse que el comportamiento del DAEC es ahora más eficaz, ya que con ambas versiones del regulador I-PD se obtiene la profundidad deseada al resultar nulo el error del ángulo en régimen permanente.

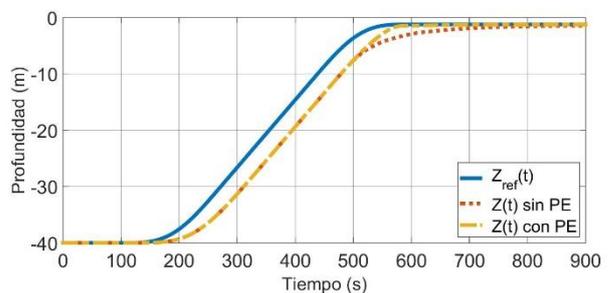


Figura 13: Respuesta simulada de la profundidad del dispositivo real para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en horizontal

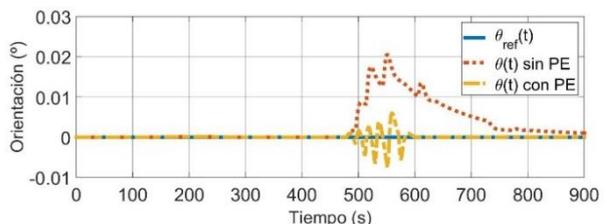


Figura 14: Respuesta simulada de la orientación del dispositivo real para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en horizontal

6.3. Regulador PD sin y con compensación del término de Pérdida de Empuje en Emersión en Vertical

Las maniobras para la emersión en vertical se muestran a continuación. Las Figuras 15 y 16 muestran las referencias y respuestas temporales de profundidad y orientación con ambas versiones del regulador PD. De nuevo se aprecian los errores tanto en profundidad como en orientación habida cuenta de que la computación del término de Pérdida de Empuje no llega a ser exacta, aunque por comparación entre ambas señales se aprecia su efecto.

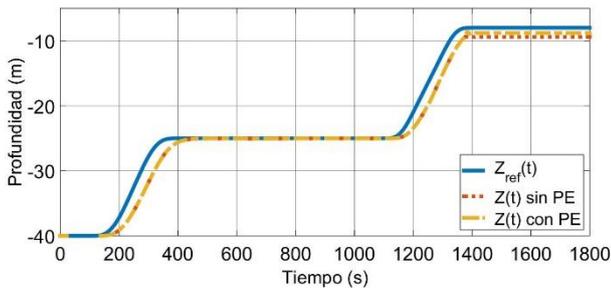


Figura 15: Respuesta simulada de la profundidad del dispositivo real para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en vertical

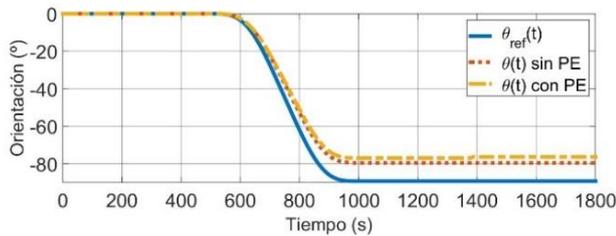


Figura 16: Respuesta simulada de la orientación del dispositivo real para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en vertical

6.4. Regulador I-PD sin y con compensación del término de Pérdida de Empuje en Emersión en Vertical

En las Figuras 17 y 18 siguientes pueden apreciarse las similitudes y diferencias de las respuestas temporales de profundidad y orientación ante las mismas referencias que en el subapartado 6.3, observándose la cancelación de errores en régimen permanente por el término integral del regulador.

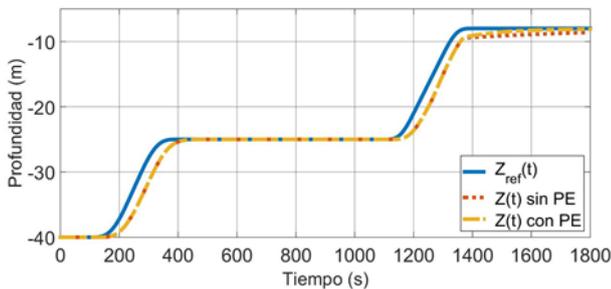


Figura 17: Respuesta simulada de la profundidad del dispositivo real para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en vertical

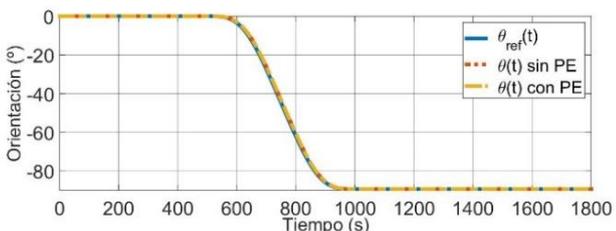


Figura 18: Respuesta simulada de la orientación del dispositivo real para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en vertical

7. Validación experimental

El laboratorio donde se ha llevado a cabo la validación experimental de los reguladores para la automatización de las maniobras del dispositivo se encuentra en la ETS de Ingenieros Navales de la UPM. Se trata del Canal de Ensayos Hidrodinámicos –CEHINAV– cuyas dimensiones principales son: 100 m de largo, 3,80 m de ancho y 2,20 m de profundidad (CEHINAV 2020)

7.1. Prototipo de validación experimental

El prototipo que se ha empleado para la validación experimental del modelo dinámico y los algoritmos de control propuestos (Figura 19) es el que fue presentado en (Somolinos et al. 2017) con algunas modificaciones. Este prototipo fue concebido bajo las siguientes especificaciones:

- Permitir estudios experimentales de su dinámica tanto sumergida como semi-sumergida.
- Adaptado a las medidas de CEHINAV.
- Permitir la fácil implementación de diferentes esquemas de control de uno o dos grados de libertad.
- El prototipo está fuertemente instrumentado para permitir su control y para la adquisición y posterior análisis de datos.
- El sistema de accionamientos es modular. Con ello se permite construir diferentes prototipos con varios torpedos y/o varias configuraciones.
- Permitir la expansión, montaje y desmontaje.
- Mínima interfaz con el exterior. Sólo alimentación eléctrica y conexión de datos.

La Tabla 2 muestra las dimensiones principales del prototipo de acuerdo con sus objetivos de diseño. El subíndice 0 indica valores nominales.

Tabla 2: Dimensiones principales del prototipo

L (m)	0,608
R (m)	0,100
m₀ (kg)	18,7
V₀ (m³)	0,187

La Figura 19 ofrece una vista general del prototipo desarrollado. En ella se aprecia la semiesfera de metacrilato por un extremo, y las palas, realizadas en PLA hueco con densidad de 1000 kg/m³ por el otro. Ambas han sido perforadas en diversos puntos, de modo que el agua que inunda sus interiores se considera agua atrapada y no computa como volumen.



Figura 19 Aspecto del prototipo en el laboratorio

La longitud total del prototipo es de 0,810 m, mientras que el término “Longitud” L en la Tabla 2 se refiere a la longitud del cilindro. El conjunto se compensa para obtener flotabilidad neutra, y puesto que el espesor de la semiesfera hueca es de

aproximadamente 1 mm, sus efectos en la pérdida de empuje pueden despreciarse. La superficie completa de las formas del prototipo, que incluye el cilindro, la semiesfera y las palas fue tomada en consideración para obtener una estimación de los coeficientes de fricción.

Dos conjuntos de accionamientos fueron acoplados en ambos extremos del cilindro para proporcionar las fuerzas hidrostáticas de control del prototipo. Estas fuerzas se obtienen cambiando el volumen de cuatro émbolos servocontrolados en cada accionamiento. Los cambios incrementales de volumen se obtienen por medio de un servomotor Maxon RE40DC de 150 W, controlado por Maxon EPOS2 a partir de un codificador óptico acoplado a su eje, una reductora planetaria y un husillo trapezoidal con su correspondiente balona de 8 mm por vuelta, con lo que se consigue convertir el movimiento circular del motor en desplazamiento lineal de los émbolos. Se requiere una muy alta resolución en el conjunto, puesto que pequeños cambios en la posición de los émbolos afectan significativamente a la flotabilidad del prototipo. (El aspecto de cada conjunto de accionamientos puede verse en la esquina superior derecha de la Figura 19).

Con respecto al prototipo descrito en (Somolinos et al. 2017), las modificaciones constructivas se resumen a continuación:

- Se cambió internamente el lastre fijo para elevar su CDG para conseguir maniobrar en vertical.
- La capacidad de los émbolos se cambió a ± 400 ml por extremo, reduciendo su peso en rosca.

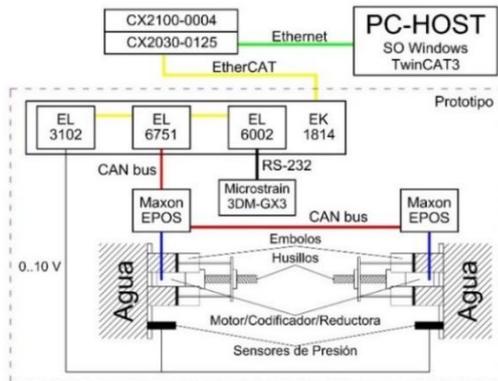


Figura 20 Arquitectura hardware de instrumentación y control

Su arquitectura de control está basada en un computador empotrado Beckhoff CX2030 provisto de Microsoft Windows Embedded con fuente de alimentación Beckhoff CX2100 de 24 VDC para E-bus, un acoplador Ethernet para conexión con un computador tipo PC provisto de TwinCAT que hace las funciones de host y un acoplador para EtherCAT para conexión con los módulos internos al prototipo. El sistema sensorial del prototipo consta de: sensores de presión absoluta DPF E13-VF con un fondo de escala de 1,6 bares en cada cara plana del cilindro, los cuales aportan salida de 0..10V con buenas prestaciones de calibración, repetibilidad, exactitud y tiempo de respuesta. Con ellos se obtiene la medida de la profundidad z , descontando la presión atmosférica en cada ensayo, mientras que una Unidad Inercial Microstrain 3DM-GX3-25 situada en el interior del prototipo ofrece inclinación tridimensional, del que se toma sólo la medida del ángulo θ . Sensores inductivos son utilizados como finales de carrera para los conjuntos de accionamientos. La Figura 20 muestra el esquema de la arquitectura descrita, conectando todos los

sistemas sensoriales del prototipo al computador exterior por medio de conexión EtherCAT a través del módulo Beckhoff EK-1814 que gestiona las comunicaciones de los módulos acondicionadores para los sensores y la comunicación por CANBus con los controladores Maxon EPOS2.

El entorno de desarrollo utiliza un computador personal junto con el paquete Beckhoff TwinCAT 3 eXtended Automation Engineering Environment basado en la plataforma Microsoft Visual Studio, con módulos software para programación bajo entornos PLC/C++ y Matlab/Simulink. Además, permite la comunicación con el entorno Matlab/Simulink en tiempo real, dispone de capacidad de "Control-In-the-Loop" en tiempo real, monitorización, depurado, edición etc. La arquitectura conjunta garantiza ciclos de tiempo de 50 μ s con un jitter mínimo. El periodo de muestreo utilizado es de 10 ms.

Los algoritmos de control han sido programados directamente en el entorno TwinCAT3, sin hacer uso de las facilidades de comunicación con Matlab-Simulink. Los parámetros de configuración son cargados de ficheros texto externos y los datos adquiridos son volcados a ficheros de texto por columnas para su fácil análisis posterior.

7.2. Resultados

Las gráficas con las respuestas reales, junto con la señal de referencia, en una operación de emersión del prototipo en horizontal aparecen a lo largo de este apartado. Además, para reducir el efecto del ruido de la medición fue necesario añadir un filtro paso bajo a la salida de la señal para todos los reguladores.

En las Figuras 21 y 22 se muestran, respectivamente, las repuestas para la profundidad y orientación del prototipo para el regulador PD con y sin compensación por pérdida de empuje, siendo las ganancias para este controlador, $K_P = \text{diag}(8,19 \cdot 10^{-5}; 7,63 \cdot 10^{-4})$ y $K_D = \text{diag}(3,28 \cdot 10^{-3}; 3,03 \cdot 10^{-3})$. Como se aprecia, el prototipo es capaz de alcanzar la profundidad deseada, gracias a la compensación del término de empuje, además de conseguir un error de ángulo menor que para el regulador sin compensación.

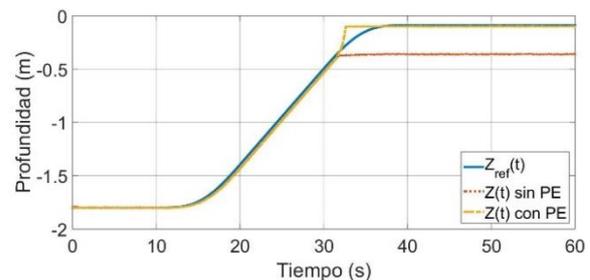


Figura 21: Respuesta de la profundidad del prototipo para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en horizontal

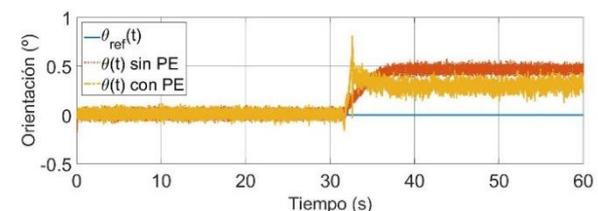


Figura 22: Respuesta de la orientación del prototipo para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en horizontal.

Las respuestas del prototipo con regulador I-PD y con ganancias $K_P = \text{diag}(6,62 \cdot 10^{-4}; 6,06 \cdot 10^{-3})$, $K_D =$

$diag(8,17 \cdot 10^{-3}; 7,58 \cdot 10^{-3})$ y $K_I = diag(1,72 \cdot 10^{-5}; 1,52 \cdot 10^{-3})$ (Figuras 23 y 24), durante la emersión en horizontal, muestran que la respuesta con este tipo de regulador resulta más eficaz que en el caso anterior, en primer lugar, porque es capaz de mantener un ángulo prácticamente nulo, y, en segundo lugar, porque la emersión se lleva a cabo de forma más suave con o sin el término de compensación de empuje, además de alcanzar la profundidad deseada. En la Figura 25 se puede observar la posición final alcanzada por el prototipo en esta maniobra y para este tipo de regulador.

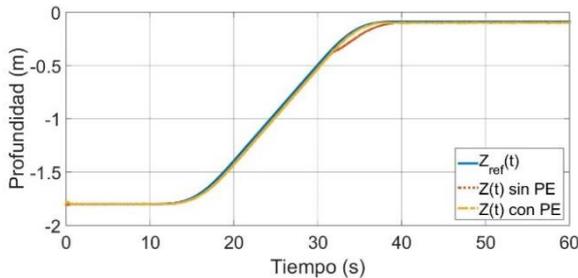


Figura 23: Respuesta de la profundidad del prototipo para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en horizontal.

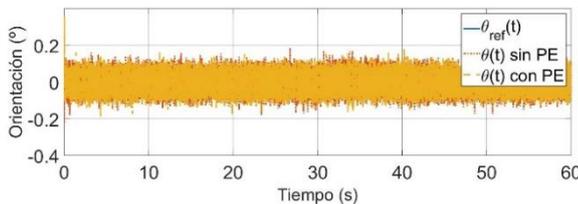


Figura 24: Respuesta de la orientación del prototipo para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en horizontal

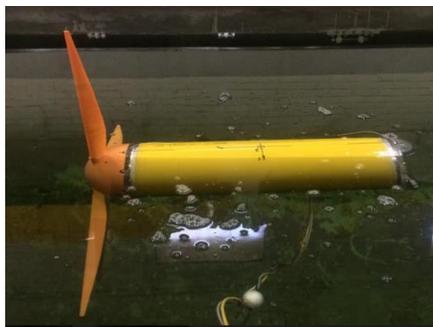


Figura 25: Posición final del prototipo para el regulador I-PD con compensación para la maniobra de emersión en horizontal

Siguiendo con la secuencia de maniobras mostrada en el subapartado anterior, en la ejecución de maniobras con cambio de orientación a una profundidad intermedia, el prototipo no alcanza la verticalidad buscada al ascender con cambio de orientación cuando el regulador es un PD (Figura 27). Además, por esta razón, la compensación por pérdida de empuje no resulta efectiva, y no es capaz de alcanzar la profundidad deseada (Figura 26).

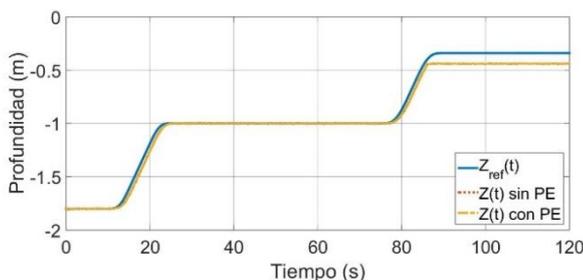


Figura 26: Respuesta de la profundidad del prototipo para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en vertical

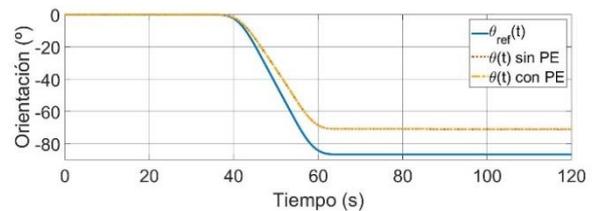


Figura 27: Respuesta de la orientación del prototipo para los reguladores PD durante la maniobra de emersión en vertical

El comportamiento del sistema con regulador I-PD para esta misma maniobra resulta mejor que con el regulador anterior (Figuras 28 y 29), debido principalmente a que, para este controlador, el dispositivo consigue ascender en vertical. La compensación en este caso resulta despreciable, debido a que el cilindro apenas asoma fuera de la superficie, y al igual que en el caso simulado, el volumen de las palas emergido es muy pequeño como se puede apreciar en la Figura 30.

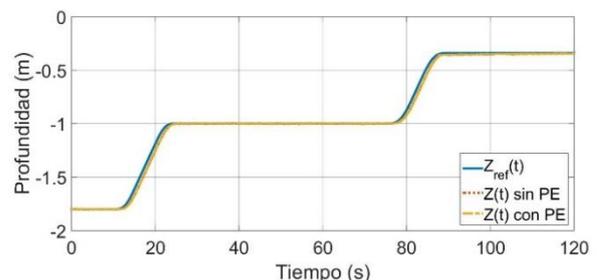


Figura 28: Respuesta de la profundidad del prototipo para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en vertical

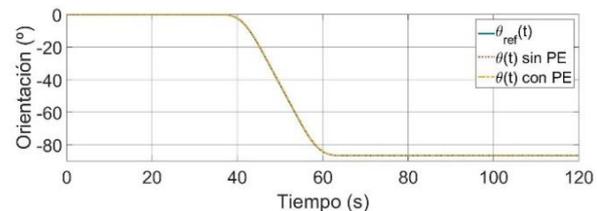


Figura 29: Respuesta de la orientación del prototipo para los reguladores I-PD durante la maniobra de emersión en vertical.

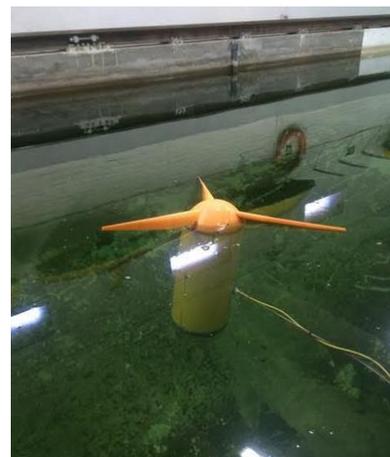


Figura 30: Posición final del prototipo para el regulador I-PD con compensación para la maniobra de emersión en vertical.

8. Discusión y estudio comparativo

Para poder comparar las respuestas del dispositivo para cada uno de los reguladores propuestos, se han calculado los índices de comportamiento (R. Dorf and R. Bishop 2005) en el error de control. Los índices propuestos para tal fin son los que aparecen a continuación.

$$IAE = \int_0^T |e(t)| \cdot dt \tag{27}$$

$$ITAE = \int_0^T |e(t)| \cdot t \cdot dt \tag{28}$$

$$ISE = \int_0^T e^2(t) \cdot dt \tag{29}$$

$$ITSE = \int_0^T e^2(t) \cdot t \cdot dt \tag{30}$$

Siendo $e(t)$ el error entre la señal de referencia y la respuesta del dispositivo.

La Tabla 3 muestra los valores de los índices calculados de las respuestas del dispositivo simulado frente a las referencias propuestas, y la Tabla 4 muestra los valores de los índices correspondientes para el prototipo a escala. Al comparar los resultados, puede apreciarse que los errores correspondientes a la maniobra en vertical son mayores, lo cual se debe, a que, durante este tipo de emersión, se emplea el doble de tiempo que para la ascensión en horizontal. Si se comparan los índices correspondientes al dispositivo simulado con los correspondientes al prototipo, éstos últimos son menores, ya que el intervalo de tiempo y la profundidad son menores por efectos de escala.

Tabla 3: Índices de comportamiento para el dispositivo real

				IAE	ITAE	ISE	ITSE
PD	H	Z	Con	5,79E0	2,56E3	1,19E-1	1,23E6
			Sin	1,68E2	1,18E5	6,94E1	8,51E7
		θ	Con	1,66E3	6,24E5	7,72E3	2,51E8
			Sin	3,41E3	1,89E6	1,66E4	1,18E9
	V	Z	Con	1,37E4	1,73E7	1,67E5	2,31E10
			Sin	1,08E4	1,35E7	1,03E5	1,79E10
		θ	Con	1,58E3	1,47E6	3,86E3	1,86E9
			Sin	1,84E3	1,88E6	4,44E3	2,52E9
I-PD	H	Z	Con	2,83E-1	1,53E2	1,02E-3	8,39E4
			Sin	2,68E0	1,64E3	2,89E-2	1,02E6
		θ	Con	1,54E3	5,80E5	6,31E3	2,36E8
			Sin	1,82E3	7,62E5	6,89E3	3,56E8
	V	Z	Con	3,59E2	2,69E5	3,50E3	2,05E8
			Sin	3,62E2	2,73E5	3,80E3	2,08E8
		θ	Con	1,36E3	1,17E6	4,08E2	1,38E9
			Sin	1,59E3	1,54E6	2,69E5	1,98E9

Tabla 4: Índices de comportamiento para el prototipo

				IAE	ITAE	ISE	ITSE
PD	H	Z	Con	1,19E0	3,66E1	5,85E-2	1,28E3
			Sin	7,76E0	3,48E2	1,89E0	1,64E4
		θ	Con	9,32E0	4,05E2	2,75E0	1,88E4
			Sin	1,30E1	5,88E2	5,63E0	2,80E4
	V	Z	Con	4,55E0	3,98E2	3,96E-1	3,94E4
			Sin	4,54E0	3,97E2	3,95E-1	3,94E4
		θ	Con	1,12E3	9,42E4	1,69E4	8,40E6
			Sin	1,12E3	9,42E4	1,69E4	8,40E6
I-PD	H	Z	Con	8,68E-1	2,58E1	2,18E-2	8,96E2
			Sin	1,15E0	3,58E1	4,36E-2	1,25E3
		θ	Con	2,00E-1	5,98E0	1,10E-3	2,39E2
			Sin	2,04E-1	6,13E0	1,10E-3	2,45E2
	V	Z	Con	1,54E0	8,80E1	6,62E-2	7,02E3
			Sin	1,57E0	9,37E1	6,70E-2	7,68E3
		θ	Con	9,48E0	5,07E2	2,54E0	3,23E4
			Sin	7,85E0	3,89E2	2,42E0	2,08E4

Para el dispositivo simulado, el regulador I-PD con compensación muestra el menor error, para cualquier variable

durante cualquier tipo de emersión. En cambio, el PD sin compensación ofrece los peores valores, excepto, para la emersión en vertical, ya que la compensación diseñada no se aproxima a la pérdida de empuje real que sufre el dispositivo.

En el caso del prototipo, para la maniobra en horizontal, el regulador I-PD con compensación sigue ofreciendo un mejor comportamiento que el PD sin compensación, pero durante la ascensión en vertical, el I-PD sin compensación tiene un menor índice de error debido a que la compensación por pérdida de empuje estimada no es la adecuada para el prototipo.

9. Conclusiones

En este trabajo se ha presenta el estudio de un DAEC de primera generación dotado de un sistema de lastres para producir fuerzas verticales que le proporciona la capacidad de cambiar de orientación y/o profundidad de un modo automático. Para poder controlar este sistema de lastres se ha propuesto un modelo dinámico de dos grados de libertad suficientemente simple que se compone de sólo dos masas puntuales, agrupadas y colocadas en un plano. Se ha planteado una ley de control multivariable que se basa en diversos controladores lineales con o sin la compensación no lineal del término de la pérdida de empuje junto a una matriz de desacoplamiento también no lineal para asegurar el adecuado comportamiento del dispositivo durante las maniobras con únicamente fuerzas de flotabilidad pasivas. El método de control propuesto demuestra que es simple y fácil de implementar en un sistema basado en microprocesador / microcontrolador.

Se ha integrado el software conjunto OrcaFlex-Matlab que permite la validación de algoritmos de control propuestos, ejecutados en Matlab, con los modelos de simulación que ofrece OrcaFlex. En este entorno computacional se han realizado simulaciones de los controladores propuestos para dos tipos de maniobras de emersión, cuando el dispositivo asciende sin cambios en su orientación inicial (en horizontal) y cuando si cambia la orientación para ascender en posición vertical, mediante el uso de trayectorias de referencia suaves y variables en el tiempo, mostrando así, que el DAEC realiza dichas maniobras sin presentar sobreoscilaciones apreciables y sin signos de acoplamiento.

También se han presentado los resultados experimentales para el mismo tipo de maniobras que las simuladas, comprobando de esta forma la similitud entre los resultados, así como la arquitectura del prototipo diseñado y construido para tal efecto. Además, se han comparado los resultados obtenidos tanto en la simulación como en el laboratorio mediante los índices de error, de los cuales se extraen las siguientes conclusiones: (i) el regulador que ofrece un mejor comportamiento es el I-PD con compensación por pérdida de empuje, y el peor el regulador PD sin compensación, a pesar de que este último es el de más fácil implementación, además de no requerir de la computación necesaria para compensar el término no lineal ocasionado por el volumen no sumergido o de la implementación de técnicas anti-windup para el término integral, (ii) cabe destacar que, si el ángulo no está próximo a 0°, en el caso de la emersión en horizontal, y a 90°, para la emersión en vertical, la compensación estimada no es efectiva y empeora la respuesta, tanto en el dispositivo simulado como en el prototipo experimental utilizado en los ensayos.

Agradecimientos

Este trabajo se ha realizado con financiación parcial del M^o de Ciencia e Innovación, a través del Proyecto de Investigación Fundamental DPI2014-53499-R CoDMAEC y del Grupo Tecnológico de Investigación en Energías Renovables Marinas de la Universidad Politécnica de Madrid, GIT-ERM.

Los autores quieren agradecer al Tribunal que otorgó el premio al mejor trabajo de los presentados a las XL Jornadas de Automática de Ferrol en 2019 por su consideración.

También al personal del CEHINAV, en la ETSI Navales de la UPM, por su siempre amable colaboración altruista. Y a los revisores anónimos por sus aportaciones para la mejora de este trabajo.

Referencias

- Acuerdo de París. 2015. In Convención Marco de Las Naciones Unidas Sobre El Cambio Climático (CMNUCC).
- Badcock-Broe, A., Flynn, R., George, S., R. Gruet, R., Medic, N., 2014. Wave and Tidal Energy Market Deployment Strategy for Europe. www.ed.ac.uk.
- Brown, A., Paasch, R., Tumer, I.Y., Lenee-Bluhm, P., Hovland, J., Von Jouanne, A., Brekken, T., 2010. Towards a Definition and Metric for the Survivability of Ocean Wave Energy Converters. In ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, ES 2010, 1:917–27. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection. DOI: 10.1115/ES2010-90069.
- CEHINAV. Accessed July 10, 2020. <http://canal.etsin.upm.es/cehinav/>.
- Del Horno, L., Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., 2020. Exhaustive Closed Loop Behavior of an One Degree of Freedom First-Generation Device for Harnessing Energy from Marine Currents. *Applied Energy* 276 (October): 115457. DOI: 10.1016/j.apenergy.2020.115457.
- Dorf, R., Bishop, R., 2005. *Sistemas de Control Moderno*. Pearson Educación S.A.
- Espín, M., 2015. *Modelado Dinámico y Control de Maniobras de Dispositivos Submarinos*. Tesis ETSIN-UPM
- European Commission. 2018. *A Clean Planet for All A European Strategic Long-Term Vision for a Prosperous, Modern, Competitive and Climate Neutral Economy*.
- Fernández, L., Segura, E., La Portilla, M.P., Morales, R., Somolinos, J.A., 2016. Dynamic Model and Nonlinear Control for a Two Degrees of Freedom First Generation Tidal Energy Converter. In 10th IFAC Conference on Control Applications in Marine Systems CAMS 2016: Trondheim, Norway, 13–16 September 2016, 49:373–79. Elsevier. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.10.433.
- García, E., Correcher, A., Quiles, E., Morant, F., 2016. Recursos y Sistemas Energéticos Renovables Del Entorno Marino y Sus Requerimientos de Control. *RIAI - Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial* 13 (2): 141–61. DOI: 10.1016/j.riai.2016.03.002.
- Gulf Stream Turbine. A Steady Low-Cost Electricity from a Coriolis-Force Current. Accessed January 18, 2021. <http://wdstudio.net/gulfstreamturbine/gst.htm>.
- IEC-TC214. 2011. *Technical Specification: Marine Energy. Wave, Tidal and Other Water Current Converters. Part 1: Terminology*. In . IEC/TS 62600-1 Ed. International Electrotechnical Commission. Ginebra, Switzerland.
- La Portilla, M.P., López, A., Somolinos, J.A., Morales, R., 2018. Modelado Dinámico y Control de Un Dispositivo Sumergido Provisto de Actuadores Hidrostáticos. *RIAI - Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial* 15 (1): 12–23. DOI: 10.4995/riai.2017.8824.
- Mathworks. 2016. <https://es.mathworks.com/products/matlab/>.
- Morales, R., Fernández, L., Segura, E., Somolinos, J.A., 2016. Maintenance Maneuver Automation for an Adapted Cylindrical Shape TEC. *Energies* 9 (9): 746. DOI: 10.3390/en9090746.
- Ocean Energy Forum. 2016. *Ocean Energy Strategic Roadmap Building Ocean Energy for Europe*. <https://webgate.ec.europa.eu/maritimeforum/en/frontpage/1036>.
- Ocean Energy Systems. 2018. *Spotlight on Ocean Energy 20 Projects + 5 Policy Initiatives*.
- Orcina. 2016. <https://www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/>.
- Organización Meteorológica Mundial. 2019. *Declaración de La OMM Sobre El Estado Del Clima Mundial En 2018*. Vol. OMM-No 1233.
- Perez, R., López, A., Somolinos, J.A., Núñez, L.R., 2018. Detail Design of a Ballast Control Room for an Underwater Tidal Energy Converter. *Brodogradnja* 69 (1): 39–52. DOI: 10.21278/brod69103.
- Perumaal, S., Jawahar, N., 2013. Automated Trajectory Planner of Industrial Robot for Pick-and-Place Task. *International Journal of Advanced Robotic Systems* 10. DOI: 10.5772/53940.
- Protocolo de Kyoto. 1997. *Protocolo de Kyoto*. In Convención Marco de Las Naciones Unidas Sobre El Cambio Climático (CMNUCC).
- Proyecto GESMEY. Cátedra Soermar-UPM. Accessed July 12, 2020. <https://www.catedra-soermar-upm.com/proyecto-gesmey/>.
- Proyecto MeyGen. SIMEC Atlantis Energy. Accessed July 12, 2020. <https://simecatlantis.com/projects/meygen/>.
- Secretaría de Estado de Medio Ambiente. 2019. *Nota Sobre Los Principales Resultados de La Cumbre Del Clima de Madrid*. Madrid. <https://www.un.org/en/climatechange/index.shtml>.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., 2017a. Cost Assessment Methodology and Economic Viability of Tidal Energy Projects. *Energies* 10 (11): 1806. DOI: 10.3390/en10111806.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., López, A., 2017b. Techno-Economic Challenges of Tidal Energy Conversion Systems: Current Status and Trends. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 77 (September): 536–50. DOI: 10.1016/j.rser.2017.04.054.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., 2018. A Strategic Analysis of Tidal Current Energy Conversion Systems in the European Union. *Applied Energy*, February 15, 2018. DOI:10.1016/j.apenergy.2017.12.045.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., 2019a. Increasing the Competitiveness of Tidal Systems by Means of the Improvement of Installation and Maintenance Maneuvers in First Generation Tidal Energy Converters—An Economic Argumentation. *Energies* 12 (13): 2464. DOI: 10.3390/en12132464.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A. 2019b., Influence of Automated Maneuvers on the Economic Feasibility of Tidal Energy Farms. *Sustainability* 11 (21): 5965. DOI: 10.3390/su11215965.
- Segura, E., Morales, R., Somolinos, J.A., 2019c. Modelo Dinámico y Control No Lineal Para Un Convertidor de Energía de Las Corrientes Marinas de Primera Generación y Dos Grados de Libertad. *XL Jornadas de Automática*, 42–47. DOI: 10.17979/spudc.9788497497169.042.
- Selot, F., Fraile, D., Brindley, G., 2019. *Offshore Wind in Europe. Key Trends and Statistics 2018*.
- Somolinos, J. A., López, A., Núñez, L.R., Morales, R., 2017. Dynamic Model and Experimental Validation for the Control of Emersion Manoeuvres of Devices for Marine Currents Harnessing. *Renewable Energy* 103 (April): 333–45. DOI: 10.1016/j.renene.2016.10.076.
- U.S. Energy Information Administration. 2019. *International Energy Outlook 2019 with Projections to 2050*. www.eia.gov/ieo.
- University of Southampton. 2008. *Tidal-Current Energy Development and Evaluation Protocol URN 08/1317*