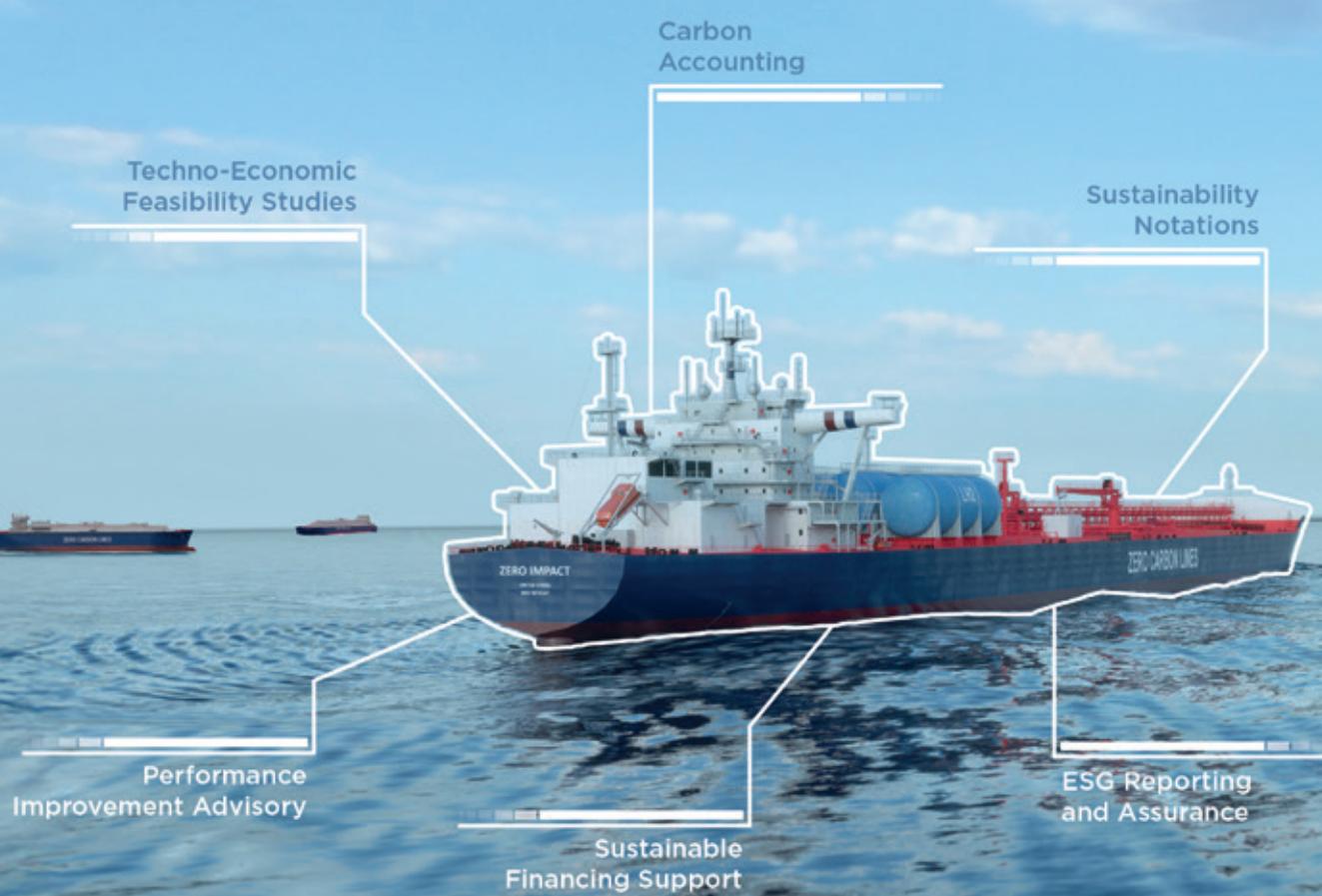


ADVANCED SOLUTIONS — FOR YOUR — EVOLVING FLEET



Filipinas y el Pacífico

La construcción naval,
la navegación y la metalurgia

1575 - 1850



WWW.INGENIEROSNAVALES.COM/TIENDA/



Redacción

Revista editada por la Asociación de Ingenieros Navales y Oceánicos de España.
Fundada en 1929 por Aureo Fernández Ávila, I.N.

PRESIDENTE DE AINE Y DE LA COMISIÓN DE LA REVISTA

Diego Fernández Casado, I.N.

VOCALES DE LA COMISIÓN DE LA REVISTA

Francisco Pérez Villalonga, Dr. I.N.
Jesús Valle Cabezas, Dr. I.N.
Luis Guerrero Gómez, Dr. I.N.
Raúl Villa Caro, Dr. I.N.

REDACCIÓN

Verónica Abad Soto, I.N. (Redactora Jefe)

PUBLICIDAD

David Sánchez Rosado
Tel: 682 120 545
comercial@ingenierosnavales.com
revista@sectormaritimo.es

ADMINISTRACIÓN

Noemí Cezón López

DIRECCIÓN

Castelló, 66 - 28001 Madrid
Tels.: 915 751 024 / 915 771 678
e-mail: revista@sectormaritimo.es
www.sectormaritimo.es

DISEÑO Y MAQUETACIÓN

DiseñoPar Publicidad S.L.U.
parpubli@parpubli.com
www.parpubli.com

IMPRESIÓN

Imedisa Material de Oficina, S.L.
Tel: 914861606

SUSCRIPCIÓN ANUAL SUBSCRIPTION FEE (2025):

Electrónica general 90,00 €
Electrónica estudiantes 45,00 €
Papel + electrónica 110,00 €
(sólo España)

SUSCRÍBETE AQUÍ:
sectormaritimo.es



SCAN ME

Nº 1045 · MAYO · 2025

AÑO XCIV • N.º 1045
mayo 2025
Publicación mensual
ISSN: 0020-1073
Depósito Legal: M 51 - 1958
REVISTA DEL SECTOR MARÍTIMO



NOTAS:

No se devuelven los originales. La Revista de Ingeniería Naval es una publicación plural, por lo que no necesariamente comparte las opiniones vertidas por sus colaboradores en los artículos, trabajos, cartas y colaboraciones publicados, ni se identifica con ellos, y sin que esta Revista, por su publicación, se haga en ningún caso responsable de aquellas opiniones. Los firmantes de los artículos, trabajos, cartas y colaboraciones publicados son autores independientes y los únicos responsables de sus contenidos. Se permite la reproducción de nuestros artículos indicando su procedencia, pero no la distribución de la revista por ningún tipo de medio (electrónico y/o físico).

CONSEJO TÉCNICO ASESOR

D. Francisco de Bartolomé Guijosa
D. Manuel Carlier de Lavalle
D. Rafael Gutiérrez Fraile
D. José María de Juan-García Aguado
D. Nandi Lorenzu Jaesuria
D. Miguel Ángel Palencia Herrero
D. Mariano Pérez Sobrino
D. Jesús Valle Cabezas

343.

artículo técnico

“Desarrollo y aplicación de un modelo acoplado para el diseño y verificación de la estructura de la plataforma ATIR 2.0”, por J. García-Espinosa; F. Otero; B. Serván Camas; J. Calderón Sánchez; M. García

“Análisis hidroelástico totalmente acoplado de plataformas eólicas flotantes”, por J. García-Espinosa; I. Berdugo Parada; B. Serván Camas

351.

conectados

383.

industria auxiliar

389.

en profundidad

“Large sailing yachts bare mast CFD heeling analysis”, by J. M. López Vázquez; G. Gefaell Chamochín

401.

construcción naval

403.

gobierno y maniobra

405.

actualidad

411.

coyuntura del sector naval

“A modo de síntesis final. Los tres 90 marítimos”, por J-E. Pérez García

414.

guía de empresas

383

industria auxiliar

CO.VIS.: Innovación y tradición en el sector de las grúas marinas y de la mecánica de alta precisión



411

coyuntura

A modo de síntesis final.
Los tres 90 marítimos

386

industria auxiliar

**Encuentro con la Mar:
“Industria Auxiliar: Retos
y oportunidades de futuro
ante el nuevo escenario
internacional proteccionista”**

381

conectados

Reconocimiento a la Trayectoria y
la Nueva Generación en el Instituto
de la Ingeniería de España

Editorial

Una breve reflexión

En el pasado número publicamos el resumen de lo que aconteció en la 64^a edición de nuestro congreso. Un evento que se ha consolidado como un foro de referencia indispensable para nuestro sector. Su carácter profesional, técnico y científico lo hacen único y lo demuestra el alto nivel de las ponencias presentadas, la calidad de las mesas redondas, la numerosa asistencia y el apoyo de las empresas del sector para su realización. Una edición que superó la edición previa, celebrada en Madrid. Gijón ha representado el escenario perfecto para reflexionar sobre el futuro del sector naval y la ingeniería oceánica.

El récord de asistencia al 64^o Congreso Internacional de Ingeniería Naval e Industria Marítima también se ha traducido en un récord de difusión e impacto en medios de comunicación (140 impactos en medios: 2 en TV, 8 en radio y el resto en prensa escrita y en digital).

Además, nuestro compromiso con los jóvenes estudiantes de las Escuelas ha quedado patente con la celebración del Speed Job Dating durante el Congreso tras más de tres ediciones consecutivas y cuya afluencia no disminuye (en esta última edición 80 alumnos de las principales Escuelas). Y siguiendo la senda de colaboración, mantenemos el compromiso iniciado el año pasado apoyando la innovación, de la mano de Navalía, con la Zona de Innovación, habiendo reunido a 16 empresas.

Y por último, pero no menos importante, queremos volver a dar las gracias a todos nuestros colaboradores, cuyo número sigue creciendo y que esperamos repitan con nosotros en la próxima edición:

Os esperamos en Málaga del 22 al 24 de abril de 2026
Save the date!

Queremos aprovechar estas últimas líneas para agradecer a José-Esteban Pérez García la aportación realizada a esta nuestra publicación durante los últimos 20 años, a través de los cuales ha ido relatando el estado y la evolución del sector marítimo español y mundial. Este número recoge su última “coyuntura”.

¡Gracias y buena proa!



BUREAU
VERITAS

Bureau Veritas: SOCIEDAD DE CLASIFICACIÓN DE LA UNIÓN EUROPEA

PARQUES EÓLICOS OFFSHORE

@ | JAVIER GONZALEZ ARIAS

javier.gonzalez-arias@bureauveritas.com

T. | 91 270 21 26

WEB | WWW.MARINE-OFFSHORE.BUREAUVERITAS.COM



Desarrollo y aplicación de un modelo acoplado para el diseño y verificación de la estructura de la plataforma ATIR 2.0



Julio García-Espinosa, I. N.



Francisco Otero, I. N.



Borja Serván Camas, I. N.

Javier Calderón Sánchez

Marta García

Trabajo presentado en el 64º Congreso Internacional de Ingeniería Naval e Industria Marítima, celebrado en Gijón del 26 al 28 de marzo de 2025, 2º premio.

ÍNDICE

Abstract / Resumen

1. Introducción

2. La plataforma ATIR 2.0

3. Descripción del modelo de análisis

3.1. Método de reducción de la base modal

3.2. Elemento triangular con 'drilling rotations'

3.3. Evaluación del daño por fatiga

4. Modelo MEF para cálculo estructural

4.1. Análisis modal

5. Modelo MEF para cálculo del comportamiento en la mar

6. Modelo del rotor

7. Modelo de fondeo

8. Análisis

9. Discusión

10. Agradecimientos

11. Referencias

RESUMEN

La tecnología ATIR desarrollada por Magallanes Renovables para la generación de energía a partir de corrientes de marea ha sido demostrada con éxito mediante las pruebas del prototipo a escala real (1.5 MW) en el sitio de pruebas de EMEC en Fall of Warness, cerca de la isla de Eday, en Escocia. Las pruebas se han desarrollado a lo largo de los últimos cinco años, desde que se conectó por primera vez a la red a través de los cables submarinos y la subestación terrestre de EMEC en marzo de 2019, comenzando a generar potencia poco después.

La tecnología en la que se basa ATIR aprovecha la experiencia de las industrias eólica y naval, combinando una plataforma flotante fondeada con un tren de potencia situado a 15 metros bajo el agua, donde dos turbinas contrarrotativas se encargan de extraer energía de las corrientes de marea.

Actualmente, esta tecnología se encuentra en proceso de transición hacia una fase co-

mercial. La reciente adjudicación en subasta a Magallanes Renovables de una tarifa a largo plazo en Gran Bretaña, llevará a la puesta en marcha de los dos primeros parques flotantes de energía mareomotriz del mundo, basados en la tecnología ATIR.

Como parte de este proceso, se está desarrollando una segunda generación de esta tecnología, que se denomina ATIR 2.0. Entre otras actividades, se está llevado a cabo un trabajo de optimización de la estructura de la plataforma, y se ha desarrollado una primera fase del proceso de verificación cuyo objetivo final es lograr la certificación de tipo de ATIR 2.0. Debido a las interacciones entre las turbinas bajo el efecto de la corriente y la estructura flotante sometida a cargas irregulares de oleaje, la verificación de la estructura requiere aplicar un enfoque de Análisis Integrado de Cargas (ILA, por sus siglas en inglés). Este análisis busca evaluar dichas interacciones -en particular, el comportamiento de la estructura en el mar, la dinámica estructural y la dinámica del fondeo- y garantizar que la estructura cumple con las bases de diseño.

La complejidad de este tipo de modelos integrados supone un importante desafío, por lo que, en la práctica habitual, el problema se aborda de manera aproximada, combinando modelos simplificados globales de elementos finitos para la evaluación de la resistencia estructural con modelos locales para evaluar la fatiga en puntos críticos, aplicando una aproximación cuasi-estática. Esta aproximación desprecia efectos que pueden ser relevantes en estructuras flexibles en las que la elasticidad de la plataforma tiene una influencia significativa en la dinámica global del sistema.

Este trabajo se centra en las actividades realizadas dentro del proyecto "Desarrollo, diseño y plataforma de control de la plataforma española de energía marina renova-

ble ATIR 2.0", financiado por el programa Misiones CDTI, y en concreto en las tareas de optimización y verificación de la resistencia estructural y a fatiga de la nueva estructura. Dentro de este proyecto se ha desarrollado un complejo modelo que puede analizar en el dominio del tiempo, y de manera acoplada los diferentes componentes que influyen en la dinámica del sistema (corrientes, oleaje, fondeo, dinámica de los rotores y respuesta estructural). Este enfoque se basa en un modelo de análisis de elementos finitos detallado de toda la estructura (con aproximadamente 3 millones de grados de libertad) y que cuenta con la resolución necesaria para evaluar con precisión los esfuerzos de fatiga en los diferentes detalles estructurales, así como para estimar el daño acumulado mediante un algoritmo de conteo de ciclos. Para hacer que el modelo sea lo suficientemente eficiente como para calcular series temporales largas en un número suficiente de condiciones de carga, se ha aplicado una técnica de reducción modal. Esta técnica permite acelerar significativamente los cálculos, manteniendo una precisión similar a la obtenida con el modelo de elementos finitos completo no reducido.

Abstract

The ATIR technology developed by Magallanes Renovables for tidal current energy generation has been successfully demonstrated through testing of the full-scale prototype (1.5 MW) at EMEC's test site in Fall of Warness, near the island of Eday in Scotland. The tests have been carried out over the past five years, starting when the system was first connected to the grid via EMEC's subsea cables and onshore substation in March 2019, with power generation beginning shortly afterward.

The ATIR technology leverages expertise from the offshore wind and maritime industries, combining a moored floating platform with a powertrain located 15 meters underwater,

where two counter-rotating turbines extract energy from tidal currents.

Currently, this technology is transitioning to a commercial phase. Magallanes Renovables has been awarded a long-term fixed-price contract in a British auction, enabling the commissioning of the world's first two floating tidal energy farms based on ATIR technology.

As part of this process, a second-generation technology, known as ATIR 2.0, is under development. Among other activities, the structural optimization of the platform is being carried out, and an initial phase of the verification process has been conducted, with the ultimate goal of achieving a type approval. Due to the interactions between the underwater turbines subjected to current forces and the floating structure exposed to irregular wave loads, structural verification requires the application of an Integrated Load Analysis (ILA) approach. This analysis aims to assess these interactions -particularly the structure's behavior at sea, structural dynamics, and mooring dynamics- and ensure the structure meets the design basis.

The complexity of these integrated models presents a significant challenge. Consequently, the problem is typically addressed in a simplified manner by combining global finite element models for structural strength assessment with local models for fatigue evaluation at critical points, using a quasi-static approach. This simplification overlooks effects that may be significant in flexible structures where platform elasticity influences the overall system dynamics.

This work focuses on the activities conducted under the project "Development, Design, and Control Platform for the Spanish

Renewable Marine Energy Platform ATIR 2.0," funded by the CDTI Misiones program, specifically on the optimization and structural strength and fatigue assessment of the new structure. Within this project, a complex time-domain coupled model has been developed and is being used to verify the structural strength and fatigue resistance of the platform. This approach is based on a detailed finite element analysis model of the entire structure (comprising approximately 3 million degrees of freedom), providing the resolution required to accurately evaluate fatigue stresses in various structural details and estimate accumulated damage using a cycle-counting algorithm. To make the model efficient enough to simulate long time-series for a sufficient number of load conditions, a modal reduction technique has been applied. This technique significantly accelerates computations while maintaining accuracy comparable to that of the unreduced full finite element model.

1. INTRODUCTION

La tecnología ATIR, desarrollada por Magallanes Renovables, representa una solución innovadora y eficiente para la generación de energía a partir de corrientes de marea. Su diseño combina una plataforma flotante fondeada con un tren de potencia sumergido a 15 metros, donde dos turbinas contrarrotativas capturan la energía de las corrientes marinas con máxima eficiencia. La solución ATIR ha sido demostrada con éxito mediante las pruebas de un prototipo a escala real (1.5 MW) en el sitio de pruebas del Centro Europeo de Energía Marina (EMEC) en Fall of Warness, cerca de la isla de Eday, en Escocia. Las pruebas se han desarrollado a lo largo de los últimos cinco años, desde que se conectó por primera vez a la red a través de los cables submarinos y la subestación terrestre de EMEC en marzo de 2019, comenzando a generar potencia poco después.

Actualmente, esta tecnología se encuentra en proceso de transición hacia una fase comercial. La adjudicación en subasta a Magallanes Renovables de una tarifa a largo plazo en Gran Bretaña, llevará a la puesta en marcha de los dos primeros parques flotantes de energía mareomotriz del mundo, basados en la tecnología ATIR. Como parte de este proceso, se está desarrollando una segunda generación de esta tecnología, que se denomina ATIR 2.0.

Entre otras actividades, se está llevando a cabo un trabajo de optimización y verificación de la estructura de la plataforma, con el objetivo de mejorar su constructibilidad y comportamiento. Debido a las interacciones entre las turbinas bajo el efecto de la corriente y la estructura flotante sometida a cargas irregulares de oleaje, la verificación de la estructura requiere aplicar un enfoque de Análisis Integrado de Cargas (ILA, por sus siglas en inglés). Este análisis busca evaluar dichas interacciones -en particular, el comportamiento de la estructura en el mar, la dinámica estructural y la dinámica del fondeo- y garantizar que la estructura cumple con las bases de diseño.

La complejidad de este tipo de modelos integrados implica que, en la práctica habitual, el problema se aborde de manera aproximada, combinando modelos simplificados globales de elementos finitos para la evaluación de la resistencia estructural con modelos locales para analizar la fatiga en puntos críticos, aplicando una aproximación quasi estática. Sin embargo, esta metodología ignora efectos que pueden ser relevantes en estructuras flexibles, donde la elasticidad de la plataforma influye significativamente en la dinámica global del sistema. En efecto, en este tipo de estructuras, la elasticidad de la plataforma juega un papel crucial, ya que la tendencia a minimizar el peso -y, por tanto, el coste- conduce al diseño de estructuras

muy flexibles, lo que refuerza la necesidad de enfoques más precisos para su análisis. Por ello, el análisis acoplado de los distintos efectos que afectan la dinámica del sistema es fundamental.

Este trabajo se centra en las actividades realizadas dentro del proyecto "Desarrollo, diseño y plataforma de control de la plataforma española de energía marina renovable ATIR 2.0", financiado por el programa Misiones CDTI, y en concreto en las tareas de optimización y verificación de la resistencia estructural y a fatiga de la nueva estructura.

Dentro de este proyecto se ha desarrollado un complejo modelo que puede analizar en el dominio del tiempo, y de manera acoplada los diferentes componentes que influyen en la dinámica del sistema (corrientes, oleaje, fondeo, dinámica de los rotores y respuesta estructural). Este enfoque se basa en un modelo de análisis de elementos finitos detallado de toda la estructura y que cuenta con la resolución necesaria para evaluar con precisión los esfuerzos en puntos críticos de diferentes detalles estructurales, así como para estimar el daño acumulado por fatiga mediante un algoritmo de conteo de ciclos. Los requerimientos de diseño se han basado en la especificación técnica IEC TS 62600-2 [1].

Para hacer que el modelo sea lo suficientemente eficiente como para calcular series temporales largas en un número suficiente de condiciones de carga, se ha aplicado una técnica de reducción modal. Esta técnica permite acelerar significativamente los cálculos, manteniendo una precisión similar a la obtenida con el modelo de elementos finitos no reducido.

La metodología de análisis, basada en el modelo acoplado descrito, ha sido aceptada por Bureau Veritas para la verificación



Figura 2. Diagrama de bloques para el desarrollo de la Fase I.

de la resistencia estructural y a fatiga de la estructura. Se espera que el proceso de optimización y verificación estructural descrito en este trabajo culmine en breve con la certificación de tipo de la plataforma ATIR 2.0.

1. LA PLATAFORMA ATIR 2.0

Como se ha mencionado anteriormente, ATIR 2.0 es la evolución de la primera generación del convertidor de energía de mareas de Magallanes Renovables; una plataforma flotante de energía de mareas, cuyo primer prototipo a escala real, ATIR 1.0, fue desplegado en el sitio de pruebas de EMEC en 2019. Ese mismo año se conectó a red y empezó a generar con éxito energía renovable a partir de las corrientes marinas, validando todo el sistema en el sitio de pruebas de EMEC, en el marco del proyecto OCEAN_2G (Fast Track to Innovation Pilot, Grant agreement ID: 730628). Tras un ciclo completo de mantenimiento en Edimburgo durante 2020, el prototipo regresó al emplazamiento en 2021 y ha acumulado miles de horas de experiencia operativa hasta 2024.

ATIR 2.0 incorpora diferentes mejoras, con el objetivo de facilitar su implementación a

gran escala. Gracias a sus rotores de alta potencia, ATIR 2.0 ofrecerá una potencia nominal combinada de 1.5 MW.

La plataforma está compuesta por 3 bloques: Cuerpo Superior, Mástil y Góndola. En la Figura 1 se presenta una vista de la plataforma. El Cuerpo Superior es la parte visible de la plataforma. Cuenta con los medios necesarios para el acceso seguro de los operadores a la plataforma. El Mástil es la continuación de la estructura del Cuerpo Superior, que funciona como el tronco estructural que conecta el Cuerpo Superior con la estructura de la Góndola. La estructura tiene una sección cuasi elíptica con extremos cónicos. Permite el paso del operador para llegar a la Góndola y también sirve como conducto para cables eléctricos y tuberías. La Góndola es la zona donde se alberga el equipo del tren de potencia. La estructura dentro de la Góndola está diseñada para soportar el equipo y proporcionar el espacio necesario para las operaciones de mantenimiento y desmontaje del equipo.

En la Tabla 1 se presentan las características principales de la plataforma ATIR 2.0.

Tabla 1. Características principales de ATIR 2.0.

Característica	Valor
Eslora total	53.60 m
Manga de trazado	7.00 m
Puntal de trazado	3.20 m
Calado de trazado	1.21 m

La concepción básica y el escantillado inicial de la estructura de la plataforma ATIR 2.0 se ha basado en el diseño original de la plataforma ATIR 1.0 y en la norma BV NR 600 “Hull Structure and Arrangement for the Classification of Cargo Ships Less Than 65m and Non-Cargo Ships Less Than 90m” [2]. Aunque es evidente que el alcance de esta norma no incluye un dispositivo como ATIR 2.0, se ha considerado que es útil como punto de partida para obtener un primer diseño y escan-

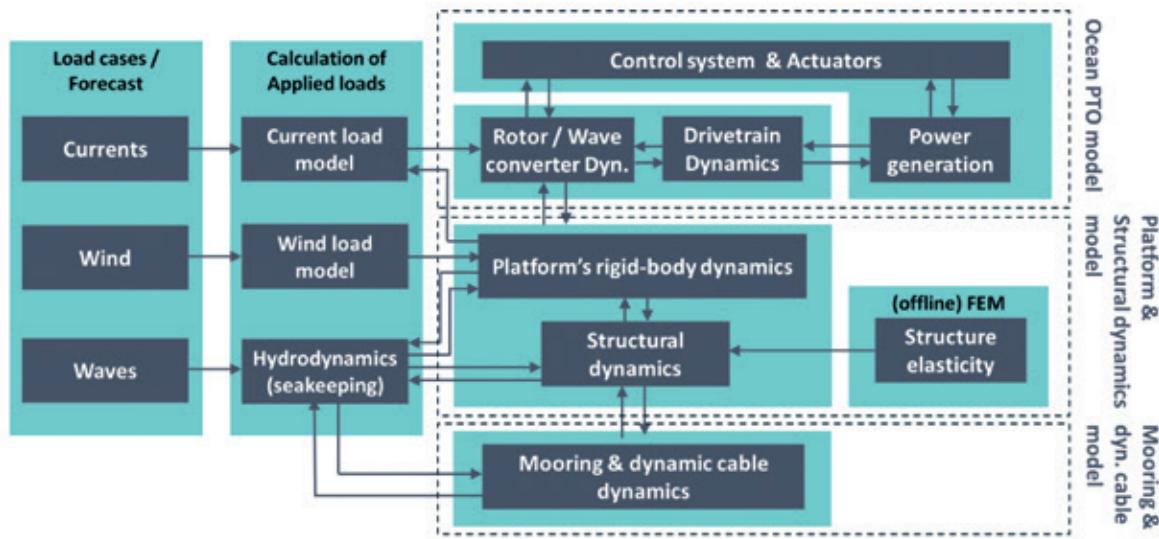


Figura 2. Concepción del modelo de análisis integrado de la plataforma ATIR 2.0

tilonado inicial. En el proceso de diseño de dispositivos de captación de energía oceánica, es habitual tratar de aprovechar la amplia experiencia en las industrias naval y offshore, adaptando sus metodologías de diseño y verificación. Sin embargo, los dispositivos de generación de energía oceánica difieren fundamentalmente de los barcos y plataformas oceánicas tradicionales en cuanto a configuración estructural, comportamiento dinámico y exposición ambiental. Las diversas cargas que actúan sobre estas plataformas afectan el rendimiento y la durabilidad de los componentes estructurales críticos, así como de los sistemas de fondeo y cables dinámicos.

En particular, la elasticidad de la plataforma juega un papel clave, ya que la necesidad de minimizar el peso y, en consecuencia, el coste da lugar a estructuras altamente flexibles. Además, la compleja interacción entre las cargas de oleaje y corriente y la respuesta estructural debe considerarse con precisión para lograr una optimización efectiva del diseño.

3. DESCRIPCIÓN DEL MODELO DE ANÁLISIS

Las razones discutidas en la sección anterior justifican la necesidad de desarrollar un mo-

delo de análisis integrado de cargas (ILA, Integrated Load Analysis) con el que se puede analizar en el dominio del tiempo, y de manera fuertemente acoplada los diferentes componentes que influyen en la dinámica del sistema (corrientes, oleaje, fondeo, dinámica de los rotores y respuesta estructural). Los diferentes módulos considerados en la concepción de este modelo se presentan en la Figura 2.

El módulo principal es un modelo de Elementos Finitos (EF) detallado de la estructura completa y que cuenta con la resolución necesaria para evaluar con precisión los esfuerzos en detalles estructurales críticos. Las características de este modelo se describen con detalle más adelante.

Debido a la potencial importancia de los efectos de interacción fluido-estructura, se ha decidido utilizar un modelo acoplado hidro-elástico, basado en la metodología presentada en la referencia [3] e implementado dentro del software SeaFEM. La dinámica del fluido y el comportamiento en la mar de la plataforma se resuelve como un problema de difracción-radiación de olas en el dominio del tiempo, basado en el Método de Elementos Finitos (MEF) [4]. La dinámica de la estructura se resuelve utilizando el MEF y asumiendo

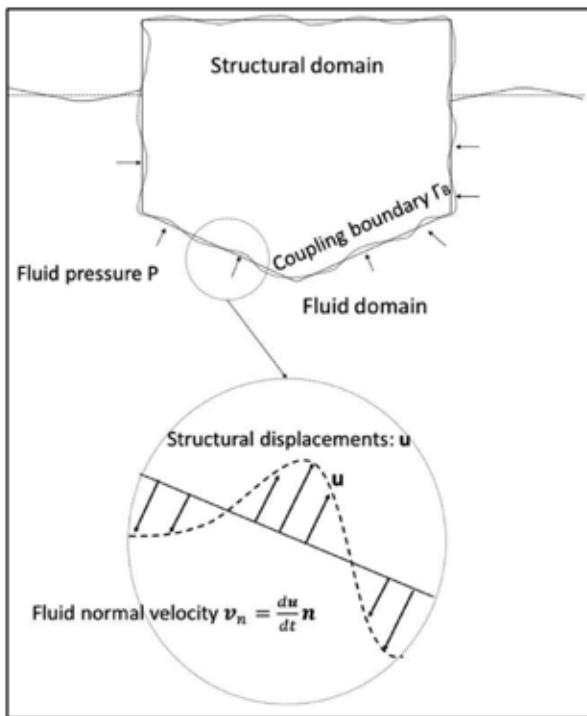


Figura 3. Acoplamiento fluido-estructura en la superficie mojada de la estructura.

que opera en el régimen lineal-elástico. El acoplamiento se realiza en la superficie mojada de la plataforma flotante, donde el solver de comportamiento en la mar envía los campos de presión al solver estructural, y este último devuelve los desplazamientos estructurales en la misma superficie. La variación temporal de los desplazamientos estructurales a lo largo de la dirección normal de la superficie se impone como una condición de contorno de velocidad normal en la superficie mojada (ver Figura 3). El uso de la misma técnica para integrar las ecuaciones en ambos dominios -el Método de Elementos Finitos- facilita enormemente la resolución de este problema acoplado.

Como se ha dicho anteriormente, el modelo de cálculo hidro-elástico ha sido implementado en el software SeaFEM [5]. El núcleo de SeaFEM [5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13] es una herramienta de comportamiento en el mar que resuelve el problema de difracción-radiación de ondas en el dominio temporal utili-

zando el Método de Elementos Finitos (FEM). SeaFEM ha sido desarrollado por la Unidad de Investigación Conjunta CIMNE-UPM, a la que pertenecen los autores de este trabajo, en colaboración con la empresa Compass IS desde 2009.

El modelo de análisis integrado se ha completado con un fondeo lineal, basado en las matrices características de inercia, amortiguamiento y rigidez, y un modelo cuasiestático del rotor, basado en curvas de empuje y par en diferentes condiciones de operación. Debido al ajustado plazo del proyecto, se ha decidido asumir la limitación de no considerar los efectos de la dinámica del sistema de generación de potencia. Se espera mejorar este enfoque en el futuro.

Los requerimientos computacionales del modelo integrado presentado anteriormente son muy altos para la aplicación práctica que se plantea. Para salvar esta inconveniente, se ha usado un método de reducción de orden del modelo, basado en la proyección de la solución estructural FEM sobre una base modal reducida (reducción del orden modal) y resolución del problema de dinámica estructural utilizando una estrategia de superposición modal [14, 15]. Esta aproximación permite reducir drásticamente los tiempos de cálculo, a partir de la evaluación 'offline' de los modos propios de la estructura (tal y como se muestra en la Figura 2).

3.1. Método de reducción de la base modal

Como es bien sabido [14,15], el campo de desplazamientos, $u(x,t)$, de una estructura, puede expresarse sin pérdida de generalidad, a partir de los modos propios de la estructura, $A=[a_1, a_2 \dots a_n]$, como:

$$u(x,t) = \sum_{i=1}^{N_{FEM}} q_i(t) \cdot a_i(x) \quad (1)$$

Donde $q=[q_i]$ es el vector de amplitudes modales que se obtiene resolviendo la siguiente ecuación diagonal, que gobierna la dinámica de la estructura en la base modal:

$$\ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + \omega_i^2 q_i = f_i(t) \quad (2)$$

Es importante resaltar que, hasta el momento, no hemos introducido ninguna simplificación en el problema de la dinámica estructural. La aproximación presentada, denominada de superposición modal, es equivalente al problema original, y ya permite un ahorro en el tiempo de computación del problema dinámico, a cambio de la resolución previa de las ecuaciones de vibración libre. La técnica de reducción de matriz modal se basa en aproximar la solución completa con un número limitado de modos (aquellos de menor frecuencia). Para garantizar que la selección de esos modos es suficiente para aproximar con gran precisión la solución completa se suele usar el criterio de que la mayor de las frecuencias de esos modos, ω_{max} , supere suficientemente la mayor de las frecuencias de excitación, Ω_{max} [15]:

$$\omega_{max} \geq 4 \cdot \Omega_{max} \quad (3)$$

Cumplir este requisito lleva en muchos casos, a trabajar con varios cientos o incluso varios miles de modos, pero permite resolver con

mucho más precisión la respuesta dinámica de la estructura. Para garantizar la mayor precisión del método en la evaluación de esfuerzos en detalles estructurales, se descompondrá la solución MEF en la respuesta debida a las cargas estáticas (que se resuelve con la aproximación clásica del MEF) y la solución dinámica, que se resuelve con la ecuación (2).

3.2. Elemento triangular con 'drilling rotations'

Debido a la complejidad del modelo geométrico, el uso de elementos cuadriláteros para el análisis MEF da inevitablemente como resultado una malla de baja calidad, debido a la presencia de elementos con una relación de aspecto muy alta en muchas zonas. Por ello, se utilizará una malla de elementos triangulares en su lugar. El modelo de lámina triangular que se utilizará es el denominado 'triangle with drilling rotations', basado en el método corrotacional desarrollado por Felippa y Haguen y presentado en la referencia [16].

El referido elemento en un modelo de lámina corrotacional de 3 nodos con tres translaciones y tres rotaciones por nodo, el cual se obtiene mediante la combinación de un elemento de membrana y un elemento de

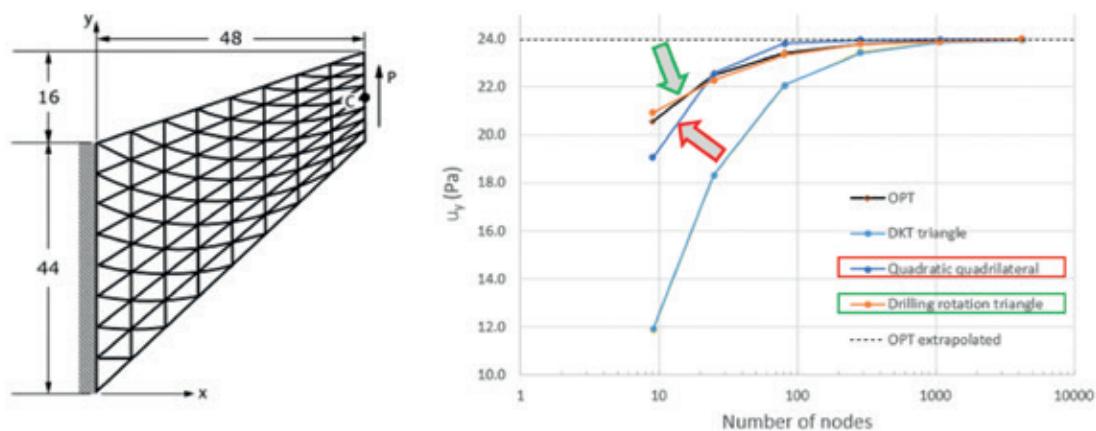


Figura 4. Caso de validación del Cook's cantilever benchmark (referencia: SeaFEM-RamSeries validation book).

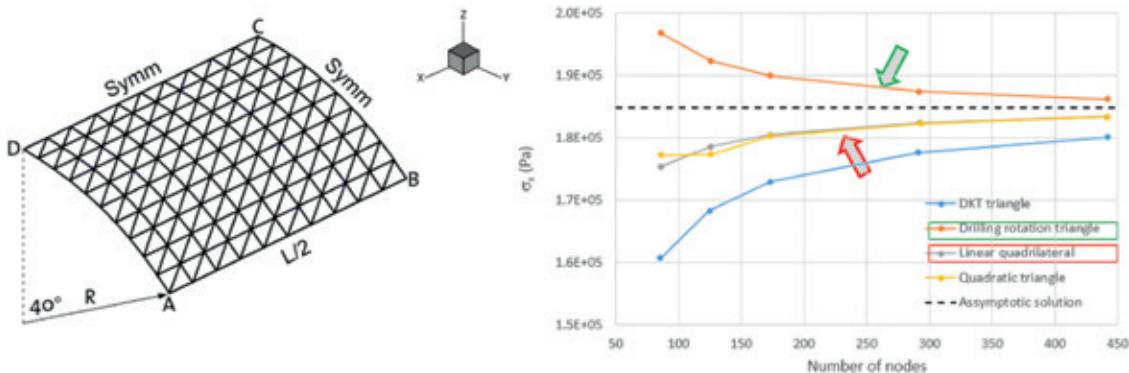


Figura 5. Scordelis-Lo roof benchmark (referencia: SeaFEM-RamSeries validation book).

placa. El elemento de membrana está basado en el elemento triangular óptimo con rotación de perforación desarrollado por Felippa en la referencia [17], mientras que el elemento de placa se basa en el clásico elemento discreto de Kirchhoff triangular (DKT) introducido por primera vez en la referencia [18]. Este elemento ha mostrado un mejor rendimiento que el elemento cuadrilátero bilineal estándar, comúnmente utilizado en aplicaciones marinas [17]. A modo de ejemplo, se muestran dos casos de validación en la Figura 4 y Figura 5, comparando la convergencia del elemento cuadrilátero lineal con el triángulo con 'drilling rotations'.

3.3. Evaluación del daño por fatiga

Según la metodología presentada anteriormente, los diferentes análisis de la respuesta estructural se han realizado utilizando un modelo 3D hidroelástico de elementos finitos (FEM) en el dominio del tiempo, basado en la técnica de reducción de la base modal. Esta técnica permite evaluar la respuesta de la estructura completa en largas series temporales, haciendo posible un preciso análisis de fatiga en el dominio del tiempo.

Los cálculos de fatiga se han llevado a cabo en varios puntos críticos seleccionados en las áreas de conexión entre el cuerpo superior y el mástil, entre el mástil y la góndola, en los polines del tren de potencia principal, y en los

puntos de unión del sistema de fondeo con el casco. El procedimiento para la evaluación de daño por fatiga en esos puntos críticos se ha basado, en la medida de lo posible, en las directrices de la guía 'BV NI 611 Guidelines for Fatigue Assessment of Ships and Offshore Units' [19]. Para ello, se han tomado puntos de lectura de los esfuerzos, para el cálculo del daño por fatiga, en el centro de los elementos unidos a las soldaduras analizadas.

En concreto, el procedimiento empleado para la evaluación del daño por fatiga se basa en la regla de Palmgren-Miner, donde los ciclos de carga-descarga se calculan mediante un algoritmo de conteo de ciclos. Los métodos de conteo de ciclos, combinados con simulaciones de larga duración en el dominio del tiempo, se consideran los más precisos para determinar el daño por fatiga [20]. El método de conteo de ciclo que se ha usado se basa en las recomendaciones del documento de la ASTM 'Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis' [21].

Los métodos de conteo de ciclos están concebidos para contar las variaciones de carga de acuerdo con la historia de tensión del material, de manera que se cuenta un ciclo cada vez que se cierra un ciclo de histéresis (carga-descarga) [22].

A continuación, se presenta el método conteo de ciclos utilizado, tal y como se describe

en [21]. Como paso previo al inicio del algoritmo, se requiere dar estos pasos previos:

- Filtrar la historia de tensiones, para conservar sólo una lista de los puntos máximos o mínimos locales. En este proceso, se suele incluir un filtrado, para eliminar aquellos máximos o mínimos espurios (en los que la diferencia entre el máximo y el mínimo no supera una tolerancia).
- Discretizar la distribución de valores de las tensiones. Para ello se define una unidad de referencia, por ejemplo, si el valor máximo o mínimo absoluto de la lista es σ_{\max} , se puede tomar como unidad de referencia $\sigma_{\text{uni}} = \sigma_{\max} / n_{\text{range}}$, donde n_{range} es un número entero que define el número de intervalos de la discretización. De esta manera, definimos n_{range} rangos de tensiones $[\sigma_i, \sigma_{(i+1)}]$, con $\sigma_i = i \cdot \sigma_{\text{uni}}, i = 0, n_{\text{range}}$.

El algoritmo de conteo de ciclos es como sigue:

1. Seleccionar el siguiente punto de la lista de máximos y mínimos. Si no hay más datos ir al punto 6).
2. Si hay menos de tres puntos seleccionados, ir a 1). En otro caso, tenemos tres puntos sucesivos (A, B, C) de la lista de

máximos y mínimos, que definen dos variaciones consecutivas $\Delta\sigma_Y = |\sigma_A - \sigma_B|$, and $\Delta\sigma_X = |\sigma_B - \sigma_C|$.

3. Si $\Delta\sigma_X < \Delta\sigma_Y$ ir al punto 1), en otro caso continuar con 4).
4. Si $\Delta\sigma_Y$ contiene el punto inicial de la lista de máximos y mínimos, ir a 5). En otro caso, contar el rango AB como un ciclo, eliminar los puntos AB de la lista y de la selección, e ir a 2).
5. Contar el rango AB como medio ciclo, eliminar el punto A de la lista y de la selección, e ir a 2).
6. Contar cualquier rango que no haya sido contado previamente, como medio ciclo.

Para cada tipo de detalle estructural, el esfuerzo que se utilizará para el análisis de fatiga se deriva de los valores de tensión obtenidos a partir del modelo FEM de la siguiente manera:

$$\sigma = f \cdot \sigma_{hs} \quad (4)$$

Donde f es un factor de corrección y σ_{hs} se obtiene a partir de la lectura del valor, σ_{ro} , en un punto cercano al punto crítico (hot spot), como sigue [19]:

$$\sigma_{hs} = 1.12 \cdot \sigma_{ro} \quad (5)$$



Figura 6. Vista general de la geometría del modelo MEF de la plataforma ATIR 2.0.

En nuestro caso, σ_{ro} se ha evaluado como el valor del máximo (en valor absoluto) de las tensiones principales en el punto de lectura.

Es importante recordar que, para garantizar la mayor precisión de los resultados del modelo reducido, el cálculo de la historia de tensiones se obtiene a partir de cálculos de larga duración en el dominio del tiempo utilizando un algoritmo fuertemente acoplado basado en el modelo de análisis integrado presentado anteriormente.

4. MODELO MEF PARA CÁLCULO ESTRUCTURAL

Como ya se ha indicado, el cálculo estructural se hace a partir de un modelo de Elementos Finitos (EF) de la estructura completa de la plataforma ATIR 2.0. La geometría generada para este modelo se presente en la Figura 6.

El modelo de elementos finitos (FE) está basado en elementos tipo lámina triangulares con 'drilling rotations'. También se han utilizado elementos tipo viga para modelar la inercia del bulbo en perfiles de tipo HP. Además, se han utilizado elementos sólidos, con baja rigidez, para modelar el agua en

los tanques de lastre. Los elementos sólidos también se han utilizado para incluir la masa e inercia de los componentes principales del tren de potencia en el modelo.

La geometría del modelo FE incluye todos los detalles de la estructura, aunque se han aplicado ciertas simplificaciones, como la omisión de pequeños aligeramientos o detalles, considerando que las simplificaciones realizadas en la geometría del modelo no afecten a áreas críticas y, en concreto a los puntos donde se han de realizar los cálculos de fatiga.

Para generar la malla del modelo, se han hecho diferentes pruebas para garantizar que la discretización es adecuada para analizar con precisión la dinámica de la estructura. Se ha tenido especial cuidado en refinar suficientemente la malla en la cercanía de los puntos críticos para el cálculo del daño por fatiga. Esto ha dado como resultado una malla de 553 491 nodos, que suponen prácticamente 3 millones de grados de libertad. En la Figura 7 se presenta un 'zoom' de la conexión entre el mástil y el cuerpo superior, donde se puede apreciar la densidad de la malla en las zonas identificadas para el cálculo de fatiga.

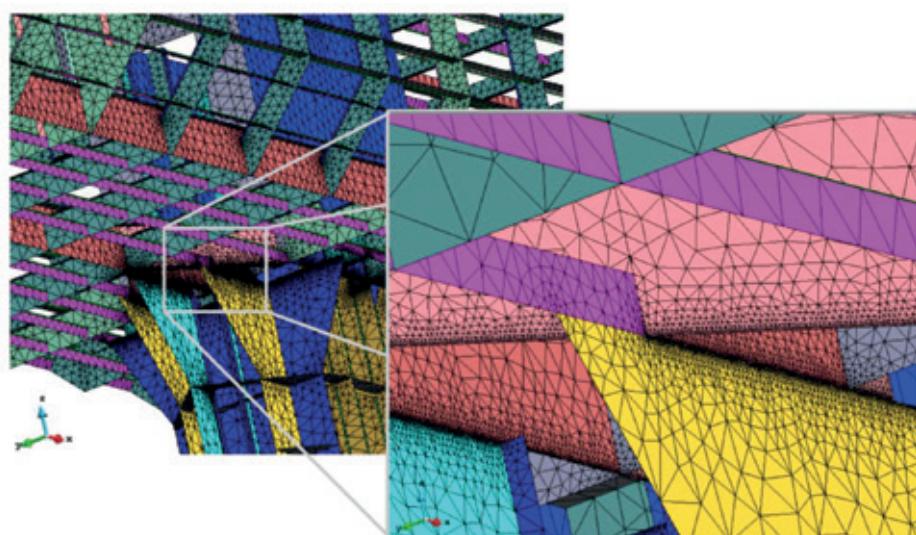


Figura 7. Zoom de la malla utilizada en la conexión entre el cuerpo superior y el mástil.

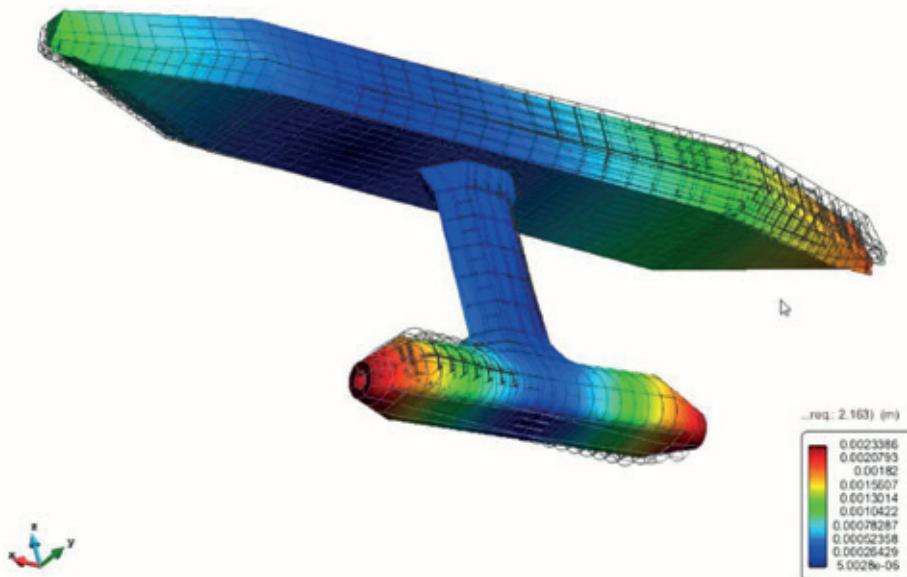


Figura 8. Modo de torsión de la estructura correspondiente a 2.16 Hz.

Los pesos e inercia correspondientes a los generadores, chumacera, reductora y buje se han asignado a elementos sólidos que representan aproximadamente el volumen de cada uno de esos elementos. El peso del buje se ha corregido para tener en cuenta el peso neto (menos el empuje) de las palas, despreciando su inercia. El peso del tubo de bocina se ha repartido sobre la superficie estructural que lo limita y el peso del eje se ha repartido entre los diferentes elementos del tren de potencia.

En cuanto al peso de las partidas de equipo, otra maquinaria y sistemas, se han repartido de manera uniforme sobre la parte de la estructura en la que está dispuesto, aumentando artificialmente la densidad del material. El peso de las partidas de suministro y distribución de energía eléctrica se ha aplicado aumentando la densidad del ala de las varengas de la zona que ocupan los espacios correspondientes.

Finalmente, se ha verificado que el desplazamiento y el centro de gravedad del modelo correspondan a los valores estimados para el peso en rosca de la plataforma. En

cuanto al desplazamiento en las condiciones de operación, se ha comprobado que las diferencias no superan el 5%.

4.1. Análisis modal

En cuanto a la aplicación de la metodología integrada, basada en la técnica de reducción de la base modal, el primer paso es realizar un cálculo de los modos propios de la estructura. El resultado de este cálculo muestra que los 200 primeros modos de la estructura cubren el rango hasta 50 Hz.

Teniendo en cuenta que, de acuerdo al análisis de los datos disponibles para el sitio de Fall of Warness, los períodos pico característicos del oleaje están entre 2.5 y 17.5 s (0.4 y 0.057 Hz), el rango de 0 a 50 Hz, se considera más que suficiente para representar la dinámica de la estructura con gran precisión.

Este análisis modal previo, permite analizar la existencia de un posible problema de resonancia de la estructura con la frecuencia característica de giro de los rotores. El análisis de los modos de la estructura (en seco, es decir, sin tener en cuenta el efecto de radiación

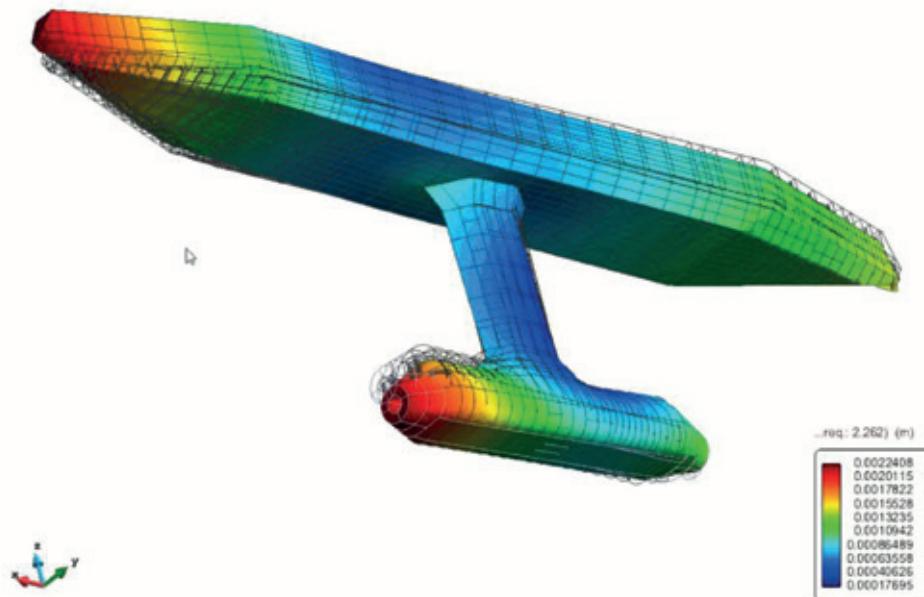


Figura 9. Modo de torsión/flexión de la estructura correspondiente a 2.26 Hz.

de olas) indica que los primeros modos están en 2.16 Hz (ver Figura 8) y 2.26 Hz (ver Figura 9), respectivamente.

De acuerdo con la norma [1], para que el diseño sea aceptable, el margen entre las frecuencias naturales de la estructura y las frecuencias excitadoras del rango de velocidad operativa debe ser de al menos $\pm 20\%$. Este criterio se cumple sobradamente en este caso, por lo que, parece descartarse un problema en este sentido.

Es importante señalar que la metodología de análisis hidroelástico acoplado presentada anteriormente, permite calcular la dinámica modal ‘en mojado’, es decir, teniendo en cuenta el efecto de radiación.

Esto permitiría analizar con gran precisión el efecto de una posible resonancia de la estructura con cualquier carga externa, determinar la amplitud de la respuesta y su amortiguamiento y, por lo tanto, evaluar su importancia. Aunque, como se ha justificado, este análisis de detalle no se considera necesario en este caso.

5. MODELO MEF PARA CÁLCULO DEL COMPORTAMIENTO EN LA MAR

El modelo estructural presentado en la sección anterior se completa con un modelo para el análisis del comportamiento en la mar de la plataforma. Para generar este modelo, se ha definido un dominio de análisis cilíndrico alrededor del buque de diámetro 246 m y con una profundidad de 40 m.

En la Figura 10, se muestra este dominio de análisis, así como el sistema de referencia utilizado, que tiene el origen en la cuaderna central de la plataforma y sobre el plano de flotación de referencia. Hay que señalar que la dirección de 0° del oleaje se toma en el sentido del eje x.

El dominio de análisis se ha dividido en dos volúmenes, teniendo el interior un diámetro de 82 m y una profundidad de 20 m. Esta división permite definir una mayor densidad de malla en el dominio cercano a la plataforma, mientras que el volumen exterior se utiliza para absorber las olas difractadas y radiadas.

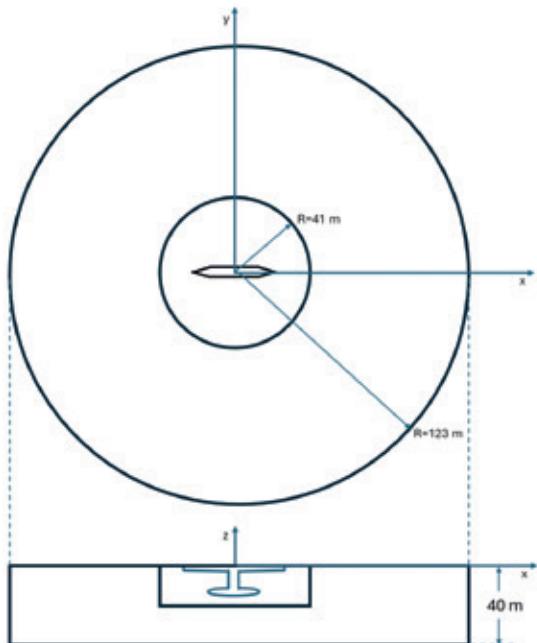


Figura 10. Dominio de análisis para el problema de comportamiento en la mar.

Se ha definido un tamaño máximo de 0.15 m para los elementos sobre el casco de la plataforma, de 0.75 m sobre la superficie libre del volumen interior, y de 2.5 m sobre la superficie libre del volumen exterior. El tamaño máximo de elemento es de 5 m. De esta forma, se ha obtenido una malla de análisis de 873,295 tetraedros. La Figura 11, muestra la malla de contorno sobre el dominio de

análisis para el problema de comportamiento en la mar y una vista de detalle.

Las diferentes condiciones de olas se han definido con un espectro tipo JONSWAP con 60 olas monocromáticas lineales en cada dirección. La dispersión angular se ha discretizado en 6 direcciones. El modelo numérico ha utilizado un esquema de 'double body' para tener en cuenta el efecto de la corriente.

En todos los casos, la dinámica de la plataforma se ha analizado con los seis grados de libertad y se han utilizado los radios de giro obtenidos del modelo estructural. Al no disponer de información más precisa, se ha añadido un amortiguamiento del 5% del valor crítico para los movimientos de arfada, cabeceo y balance.

6. MODELO DEL ROTOR

Como ya se ha indicado, se ha utilizado un modelo quasi estático del rotor, basado en curvas de empuje y par en función de la intensidad de la corriente. Para ello, se han usado los valores medios obtenidos en diversas simulaciones CFD del comportamiento del rotor. El empuje del rotor se aplica

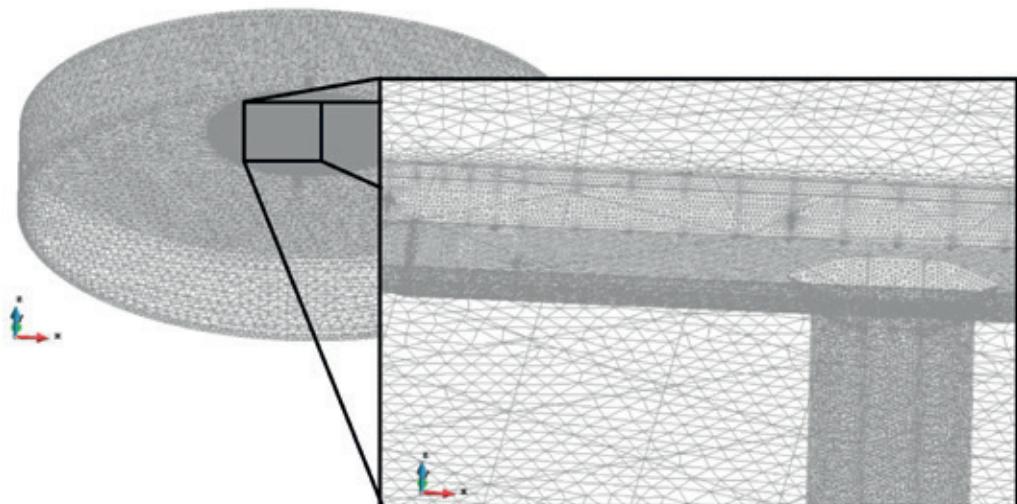


Figura 11. Malla de contorno sobre el dominio de análisis para el problema de comportamiento en la mar y detalle.

sobre una superficie que representa en cojinete de empuje de la chumacera, mientras que el par se aplica como una presión vertical uniforme en el soporte del polín de los generadores.

7. MODELO DE FONDEO

Se ha utilizado un modelo lineal de fondeo, que puede caracterizarse a partir de sus matrices de inercia, rigidez y amortiguamiento. Adicionalmente, se ha impuesto la pretensión de referencia como una fuerza estática. La fuerza y momentos que genera el fondeo se han aplicado sobre la superficie de contacto de los cáncamos de proa y popa. Para los cálculos realizados en este trabajo, se han despreciado los efectos de la inercia y rigidez del fondeo. Su rigidez se ha caracterizado a partir de diferentes cálculos realizados con un modelo OrcaFlex por la empresa responsable del diseño del fondeo. Siendo el modelo de fondeo lineal, se ha ignorado el efecto de variación de su rigidez en función de la excursión de la plataforma.

8. ANÁLISIS

Para verificar la corrección del modelo estructural, se han llevado a cabo diferentes pruebas. Entre ellas, se han revisado con detalle los primeros 50 modos, para identi-

ficar potenciales comportamientos espurios locales que pudieran deberse a errores en el modelo. Una vez descartados esos problemas, se ha realizado un análisis estático de la estructura, sin considerar las cargas de empuje, ni el par generado por los rotores. Este análisis ha permitido comprobar que el modelo estructural estaba correctamente definido.

Como complemento al análisis estático preliminar de la estructura, también se han llevado a cabo diferentes pruebas para verificar la corrección del modelo de comportamiento en la mar, comprobando la estabilidad y equilibrio estático de la plataforma y que su dinámica como sólido rígido fuera la esperable.

Una vez comprobada la corrección del modelo integrado, se ha procedido a analizar diferentes condiciones. Como ya se ha indicado anteriormente, los requerimientos de diseño relativos a la estructura de la plataforma se han basado en la especificación técnica IEC TS 62600-2 [1]. En ese documento se define la combinación de estados límite últimos (ULS) y estados límite de fatiga (FLS), para la verificación de la estructura de un convertidor de energía de corrientes de marea. En este trabajo se presentan algunos resultados correspondientes a análisis de la condición DLC 1.1, que corresponde a una operación normal, y que comprende casos ULS con un factor de seguridad parcial de $\gamma_f=1.35$, y casos FLS con un factor de seguridad parcial $\gamma_f=1.0$. Estos análisis forman parte de una primera fase de revisión del diseño y dimensionamiento preliminar, dentro del proceso iterativo de optimización de la estructura de la plataforma. Como parte de este estudio, se ha hecho una estimación del daño por fatiga en 35 puntos de zonas identificadas como críticas en las áreas de conexión entre el cuerpo superior y el mástil, entre el mástil y la góndola, en los polines del tren de potencia principal, y en los puntos de unión del sistema

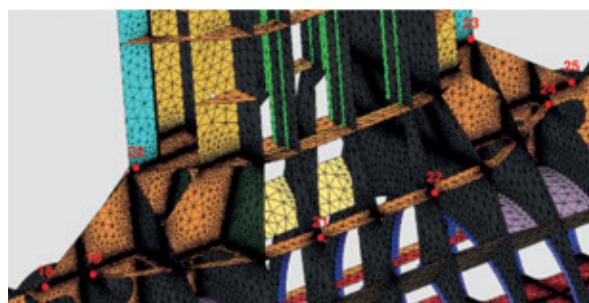


Figura 12. Identificación de los puntos para calcular el daño por fatiga en la unión entre el mástil y góndola (los puntos 26, 27, 28 y 29, están en una posición simétrica a los puntos 24, 22, 21, y 19, respectivamente).

de fondeo con el casco. Como ejemplo, la Figura 12 presenta los puntos seleccionados para calcular el daño por fatiga en la unión entre el mástil y góndola.

La Figura 13 muestra la historia de la tensión σ_{ro} , correspondiente al punto de lectura 18 para el caso 1 de la DLC 1.1, que corresponde a un oleaje $H_s = 1.8$ m, $T_p = 6.2$ s y una corriente media de 3 m/s (ambos en dirección 0°). En todos los casos, el oleaje se ha modelado con un espectro tipo JONSWAP. En la fase preliminar de revisión de la estructura, las realizaciones temporales se han hecho para períodos entre 10 y 30 min.

En la Figura 14 y Figura 15 se presenta la historia de los movimientos de cabeceo y arfada para los casos 1 y 2 de la DLC 1.1, correspondien-

tes a un oleaje $H_s = 1.8$ m, $T_p = 6.2$ s y $H_s = 2.7$ m, $T_p = 7.6$ s, respectivamente, ambos con una intensidad de corriente media de 3 m/s. En estos casos, corriente y oleaje están orientados en la dirección 0°.

Por su parte, en la Figura 16, se muestran diferentes instantáneas de los resultados de la dinámica en olas del dispositivo, correspondientes al caso 1.

Por su parte, en la Figura 17 se presentan imágenes correspondientes a los mismos instantes de la deformación de la estructura (amplificada 50 veces). Como puede observarse, la flexión del cuerpo superior, tanto debida al efecto del par que provoca el empuje de los rotores, como las cargas del oleaje, es el fenómeno más relevante.

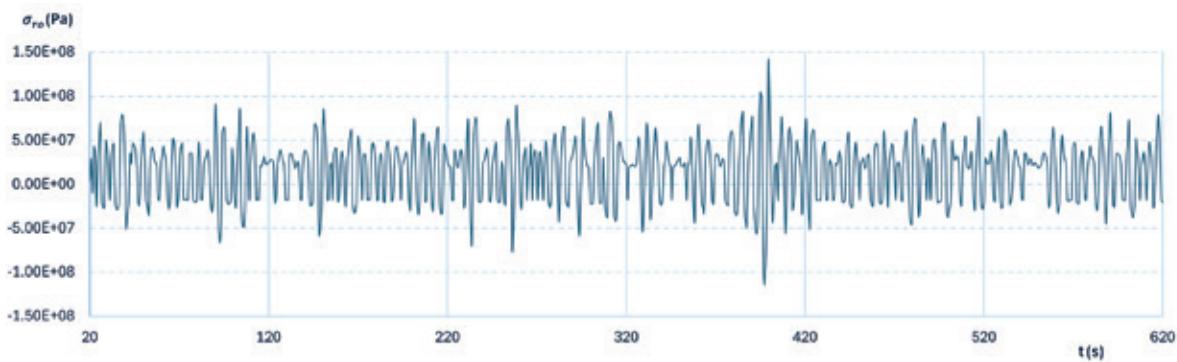


Figura 13. Variación de la tensión σ_{ro} en el punto de lectura 18 para el caso 1 de la DLC 1.1.

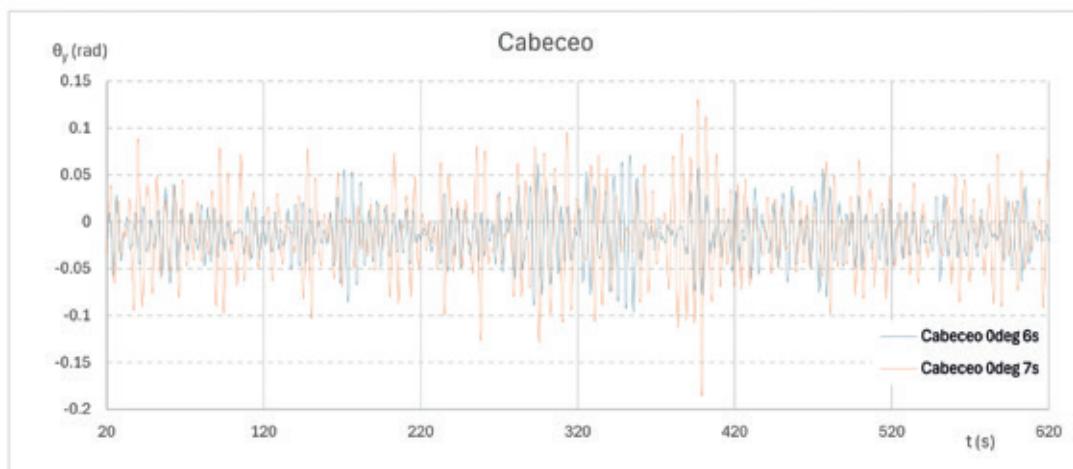


Figura 14. Movimiento de cabeceo para los casos 1 y 2 de la DLC 1.1.

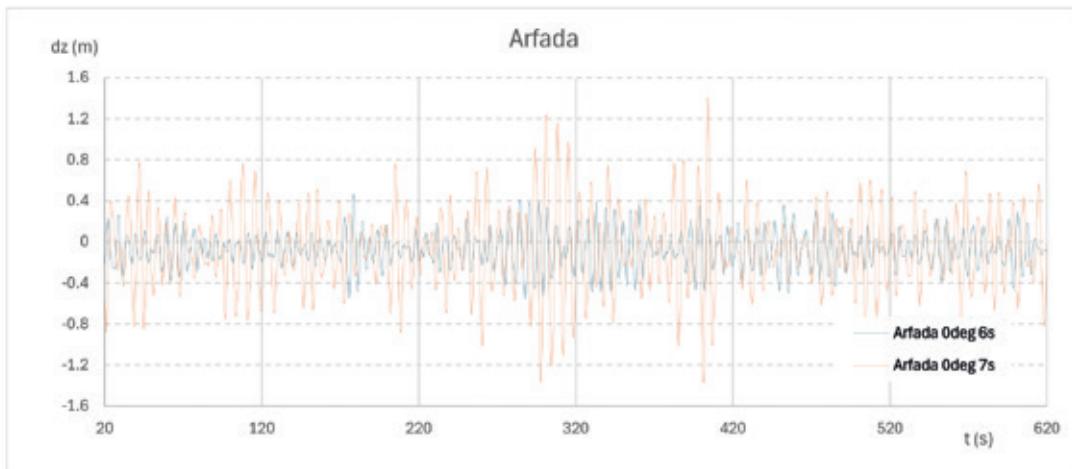


Figura 15. Movimiento de arfada para los casos 1 y 2 de la DLC 1.1.

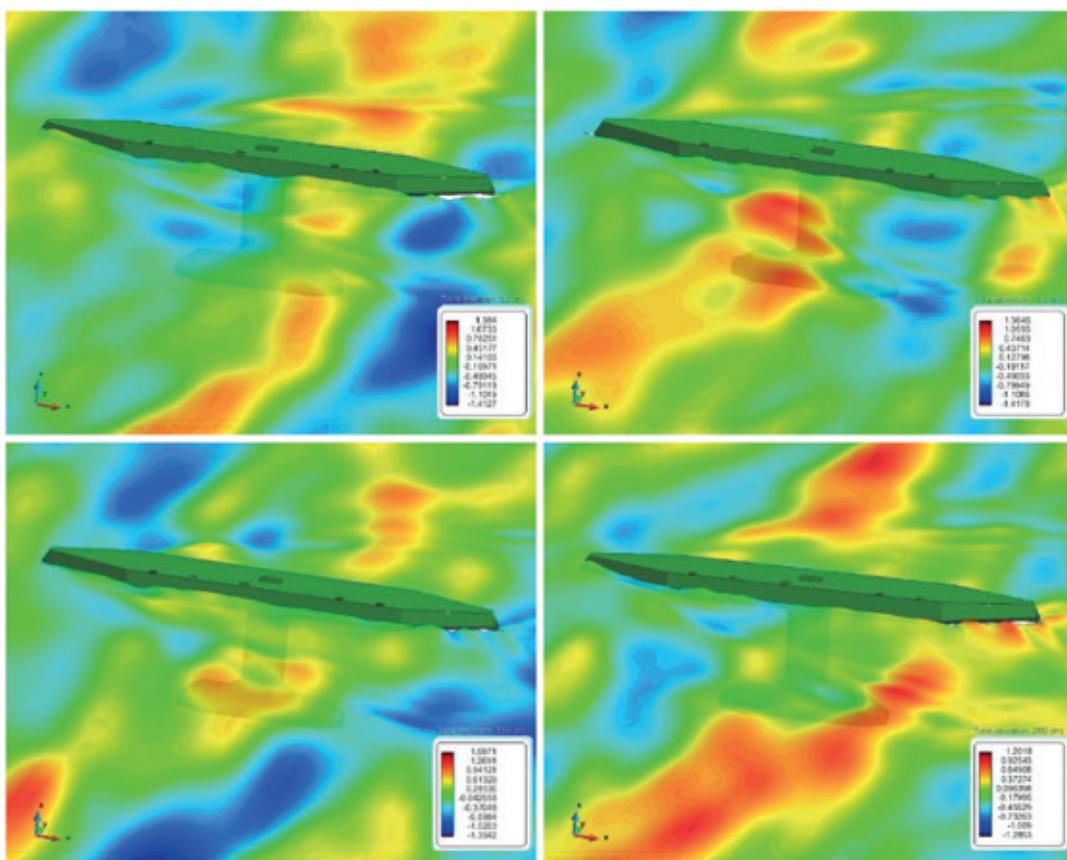


Figura 16. Diferentes instantáneas (50, 100, 150 y 200 s) de los resultados de la dinámica en olas del dispositivo ATIR II en el caso 1 (0deg_6s) de la DLC 1.1.

Si analizamos los resultados del caso 5 de la DLC 1.1, que se presentan en la Figura 18, en el que hay 90° de desviación entre corriente y un oleaje. El oleaje está definido por $H_s = 1.3$ m, $T_p = 5.3$ s y la corriente media es de 3 m/s. La referida figura muestra diferentes

instantáneas de los resultados de la deformación de la estructura (amplificada 50 veces) en una vista frontal, donde se observa como la torsión del mástil comienza a ser relevante, al estar excitada por el oleaje de costado.

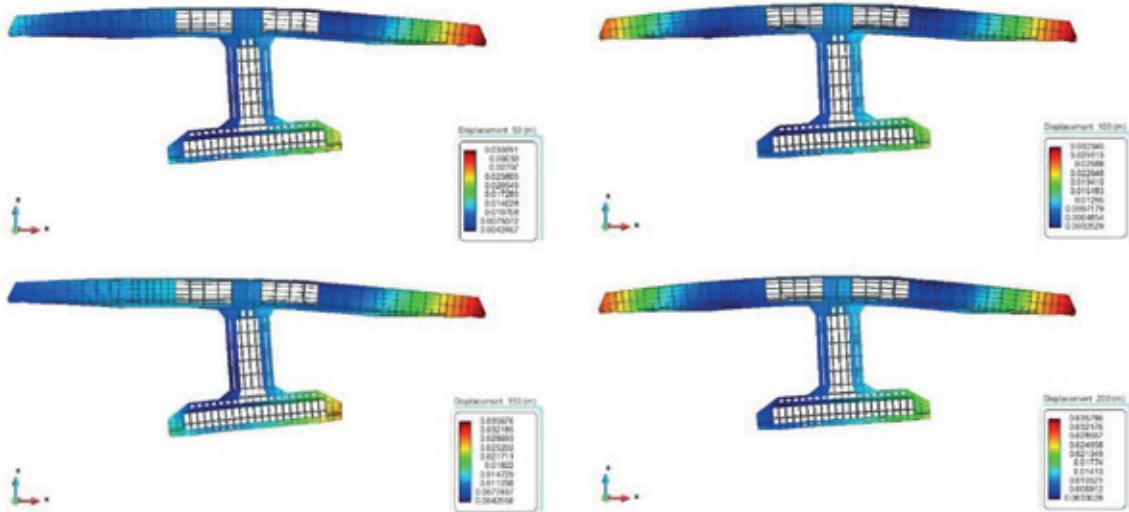


Figura 17. Diferentes instantáneas (50, 100, 150 y 200 s) de los resultados de la deformación de la estructura (amplificada 50 veces) en el caso 2 (0deg_7s) de la DLC 1.1.

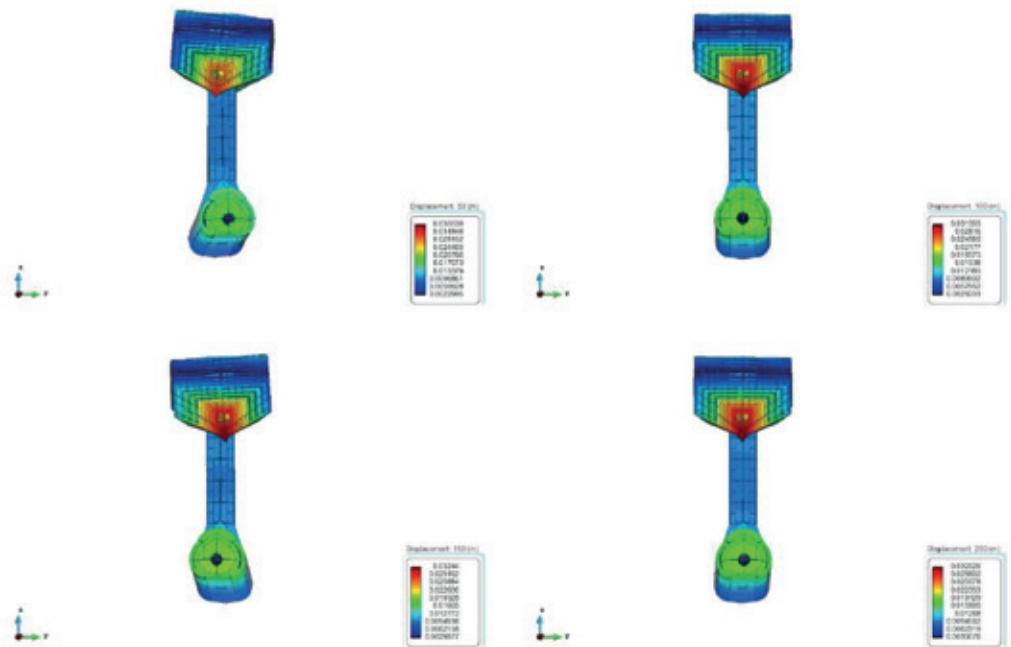


Figura 18. Diferentes instantáneas (50, 100, 150 y 200 s) de los resultados de la deformación de la estructura (vista frontal amplificada 100 veces) en el caso 5 (90deg_5s) de la DLC 1.1.

Finalmente, la Figura 19 muestra el resultado del cálculo de daño de fatiga en un escenario concreto para los puntos críticos analizados.

Por razones de confidencialidad, el escenario ha sido creado artificialmente para este artículo y no corresponde con ninguno de analizados en el estudio real.

9. DISCUSIÓN

Se ha presentado una innovadora metodología para el análisis de la estructura de la plataforma de generación de energía a partir de corrientes de marea ATIR 2.0, cuyo objetivo principal es respaldar el proceso de optimización estructural. Debido a las interacciones entre las turbinas expuestas a la corrien-



Figura 19. Estimación del daño por fatiga en un escenario seleccionado.

te y la estructura flotante sometida a cargas irregulares de oleaje, la verificación de la estructura requiere un enfoque de Análisis Integrado de Cargas.

Debido a la complejidad de este tipo de modelos, en la práctica habitual, el problema se aborda de manera aproximada, combinando modelos simplificados globales MEF para la evaluación de la resistencia estructural con modelos locales para evaluar la fatiga en puntos críticos, aplicando una aproximación cuasi estática. Sin embargo, esa aproximación desprecia efectos que pueden ser relevantes en estructuras flexibles en las que la elasticidad de la plataforma tiene una influencia significativa en la dinámica global del sistema.

Por ello, en este trabajo se ha abordado el problema con un enfoque novedoso basado

en un modelo FEM detallado de la estructura ATIR 2.0, diseñado para analizar casos límite de carga y verificar la fatiga mediante una metodología de cálculo hidroelástico basada en el método de superposición de modos. Esta aproximación permite reducir drásticamente el tiempo de análisis sin comprometer la precisión de los cálculos. Como referencia, con el modelo empleado, la aceleración del análisis es aproximadamente 8 veces mayor en comparación con una solución FEM completa. No obstante, los tiempos de cálculo siguen siendo elevados: cada caso requiere unas 70 horas de procesamiento en una estación de trabajo con un AMD Ryzen Threadripper 3970X 3.70GHz utilizando 4 núcleos. Considerando que la verificación de la estructura en un proceso de certificación requiere evaluar más de 1.000 condiciones, este tiempo sigue siendo prohibitivo salvo

para hacer un estudio parcial limitado a unas decenas de análisis. Para abordar esta limitación, la estrategia adoptada consiste en calcular los operadores de amplitud de respuesta modal a partir de análisis con ruido blanco para cada carga, utilizando el mismo modelo integrado desarrollado. Con esta información, el análisis de cada condición se reduce a solo unos minutos, lo que permite realizar cientos de simulaciones de larga duración en pocas horas.

El punto de partida de este trabajo ha sido un diseño preliminar de la estructura de la plataforma ATIR 2.0, desarrollado a partir del prototipo inicial ATIR y con un escantillado preliminar basado en la normativa BV NR 600. Tras el análisis realizado, se han propuesto diversas modificaciones en el diseño para mejorar el comportamiento dinámico de la plataforma.

La metodología de análisis presentada, basada en el modelo integrado descrito, ha sido aceptada por Bureau Veritas para la verificación de la resistencia estructural y la fatiga de la estructura. Se espera que el proceso de optimización y verificación estructural descrito culmine con la certificación de tipo de la plataforma ATIR 2.0.

10. AGRADECIMIENTOS

Las tareas descritas en este trabajo han sido realizadas dentro del proyecto "Desarrollo, diseño y plataforma de control de la plataforma española de energía marina renovable ATIR 2.0" ref. MIP-20221050, financiado por el programa Misiones del Centro para el Desarrollo Tecnológico y la Innovación.

La metodología de análisis hidro-elástico para aplicaciones navales, ha sido parcialmente desarrollada en el proyecto "Aplicaciones de aprendizaje máquina para la gestión del ciclo de vida del buque (ML-AMAR)"

ref. PID2021-126561OB, financiado en el programa de proyectos de generación de conocimiento 2021.

Los autores agradecen el apoyo recibido para la ejecución de estos proyectos, cuya financiación ha sido fundamental para el desarrollo de este trabajo.

5. REFERENCIAS

- [1] IEC. Marine energy- Wave, tidal and water current converters. Part 2. Marine energy systems – Design requirements. Technical Specification 62600-2. 10/2019
- [2] BV NR 600. Hull Structure and Arrangement for the Classification of Cargo Ships Less Than 65m and Non-Cargo Ships Less Than 90m. Bureau Veritas Marine & Offshore. November 2022
- [3] B. Serván-Camas, D. Di-Capua, J. García-Espinosa, D. Sa-Lopez, Fully 3D ship hydroelasticity: Monolithic versus partitioned strategies for tight coupling, *Marine Structures*, Volume 80, 2021, 103098, ISSN 0951-8339, <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2021.103098>.
- [4] B. Serván-Camas, J. García-Espinosa, Accelerated 3D multi-body seakeeping simulations using unstructured finite elements, *Journal of Computational Physics*, Volume 252, 2013, Pages 382-403, ISSN 0021-9991, <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2013.06.023>.
- [5] Compass IS. SeaFEM Theory manual. accessed 8 March 2024. <https://www.compassis.com/en/tdyn/tdyn-seafem-support/>
- [6] B. Serván-Camas; J.E. Gutierrez-Romero; J. García-Espinosa, A time-domain second-order FEM model for the wave diffraction-radiation problem. Validation with a semisubmersible platform. *Mar. Struct.* 2018, 58, 278–300.
- [7] J. García-Espinosa, D. Di Capua, B. Serván-Camas, P.A Ubach, E. Oñate, A FEM fluid-structure interaction algorithm for analysis of the seal dynamics of a Surface-Effect Ship, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Volume 295, 2015, Pages 290-304, ISSN 0045-7825, <https://doi.org/10.1016/j.cma.2015.07.010>.
- [8] J. García-Espinosa; B. Serván-Camas, A non-linear finite element method on unstructured meshes for added resistance in waves. *Ships Offshore Struct.* 2019, 14, 153–164.
- [9] J. E. Gutiérrez-Romero, A. J. Lorente-López & B. Zamora-Parra (2020) Numerical analysis of fish farm behaviour in real operational conditions, *Ships and Offshore Structures*, 15:7, 737-752, DOI: 10.1080/17445302.2019.1671674
- [10] B. Serván-Camas, J.L. Cercós-Pita, J. Colom-Cobb, J. García-Espinosa, A. Souto-Iglesias, Time

- domain simulation of coupled sloshing–seakeeping problems by SPH–FEM coupling. *Ocean Engineering*, Volume 123, 2016, Pages 383-396, ISSN 0029-8018, <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2016.07.003>.
- [11] J. E. Gutiérrez-Romero, J. García-Espinosa, B. Serván-Camas, B. Zamora-Parra, Non-linear dynamic analysis of the response of moored floating structures, *Marine Structures*, Volume 49, 2016, Pages 116-137, ISSN 0951-8339, <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2016.05.002>.
- [12] I. Berdugo-Parada; B. Serván-Camas; J. García-Espinosa, Numerical Framework for the Coupled Analysis of Floating Offshore Multi-Wind Turbines. *J. Mar. Sci. Eng.* 2024, 12, 85. <https://doi.org/10.3390/jmse12010085>
- [13] J.E. Gutiérrez-Romero; J. Esteve-Pérez, Assessment of the Influence of Added Resistance on Ship Pollutant Emissions and Freight Throughput Using High-Fidelity Numerical Tools. *J. Mar. Sci. Eng.* 2022, 10, 88. <https://doi.org/10.3390/jmse10010088>
- [14] García-Espinosa, J.; Serván-Camas, B.; Calpe-Linares, M. High Fidelity Hydroelastic Analysis Using Modal Matrix Reduction. *J. Mar. Sci. Eng.* 2023, 11, 1168. <https://doi.org/10.3390/jmse11061168>
- [15] Bathe, K. J. Finite Element Procedures. K.J. Bathe, Watertown, MA. (2016)
- [16] Felippa C, Haugen B. A unified formulation of small-strain corotational finite elements: I. Theory. *Comput Methods Appl Mech Eng* 2005;194:2285–335.
- [17] Felippa CA. A study of optimal membrane triangles with drilling freedoms. *Comput Methods Appl Mech Eng* 2003;192:2125–68.
- [18] Dhatt G. An efficient triangular shell element. *AIAAJ* 1970;8:2100–2.
- [19] Bureau Veritas. Guidelines for Fatigue Assessment of Ships and Offshore Units. BV NI 611. Nov. 2020.
- [20] S. Mahéral, Q. Derbanne and F. Bigot. Fatigue damage calculation of ULCS based on hydroelastic model for springing. *Ships and Offshore Structures*, 2013. Vol. 8, Nos. 3–4, 289–302, <http://dx.doi.org/10.1080/17445302.2012.750087>
- [21] ASTM E1049–85(2017). Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis.
- [22] Amzallag, C., Gerey, J., Robert, J., and Bahuaud, J. (1994). Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis. *International Journal of Fatigue*, 16(4), 287–293. doi:10.1016/0142-1123(94)90343-3

Experts in

www.vulkan.com

Drivetrain Vibrations Acoustics



VULKAN

VULKAN Española

Avda. Montes de Oca, 19 - Nave 7 | 28703 SS Reyes (Madrid)
Phone +34 91 359 09 71 | es.info@vulkan.com


Navantia

Innovation
where it matters



Análisis hidroelástico totalmente acoplado de plataformas eólicas flotantes



Julio García-Espinosa, I. N.



Irene Berdugo Parada, I. N.



Borja Serván Camas, I. N.

Trabajo presentado en el 63º Congreso Internacional de Ingeniería Naval e Industria Marítima, celebrado en Gijón del 26 al 28 de marzo de 2025. Accesit

ÍNDICE

Abstract / Resumen

1. Introducción
2. Reducción de la matriz modal (MMR)
3. Análisis integrado de cargas
4. Diseño estructural: CIMNE_DEEPCWIND
5. Análisis modal
6. Análisis estático: equilibrio hidrostático
7. Análisis dinámico: cargas viento-oleaje
8. Operador amplitud de respuesta modal
9. Resonancia en segundo orden
10. Tiempos de cálculo
11. Conclusiones
12. Agradecimientos

RESUMEN

La elasticidad de la estructura de las plataformas eólicas flotantes, en análisis de cargas integrados (Integrated Load Analysis, ILA), son normalmente introducidas modelizando la estructura con modelos simples de vigas. La razón fundamental para esta simplificación la encontramos en el coste computacional de resolver el problema estructural en problemas hidroelásticos acoplados.

En este trabajo, se utiliza un modelo estructural reducido, basado en la aproximación de la matriz modal (Modal Matrix Reduction, MMR) de la estructura completa, para reducir el coste computacional. La idea principal es reducir en gran medida el número de grados de libertad del problema estructural reteniendo sólo aquellos modos con una energía estructural significativa.

La hidrodinámica del comportamiento en la mar se resuelve usando el marco computacional SeaFEM, basado en el método de los elementos finitos (MEF). Las características de la estructura son introducidas en

SeaFEM para la integración completa del acoplamiento hidroelástico entre el fluido y la estructura. Este modelo hidroelástico también se acopla con el simulador de turbinas OpenFAST, resultando así en una herramienta de simulación aero-hidro-servo-elástica completa para el análisis ILA de turbinas flotantes.

Además, se propone una metodología para identificar situaciones y zonas críticas de la estructura basado en la energía estructural. Se presenta un caso de aplicación basado en un diseño estructural, a plena escala, de la plataforma OC4-DeepCwind. Se verifica la consistencia de los resultados obtenidos con la aproximación modal respecto al uso del modelo estructural completo. Y se muestran las capacidades del marco de análisis integrados propuesto para realizar análisis estructural acoplados de detalle.

Abstract

Structural elasticity of floating wind turbines, in integrated load analysis, are typically addressed by modelling the substructure with simplified beam models. The main reason can be found in the computational cost of the structural solver when solving the fully coupled hydroelastic problems. In this work, a reduce order method based on modal matrix reduction (MMR) is applied to reduce the computational cost. The main idea is to largely reduce the number of degrees of freedom of the structural system by retaining only those modes with significant energy.

The seakeeping hydrodynamics is solved using the computational framework SeaFEM, based on the finite element method (FEM). The structural particulars are introduced into this framework to fully integrate the fluid-structure interaction. The hydroelastic model is also coupled with the wind turbine solver OpenFAST, resulting in a complete

aero-hydro-servo-elastic tool for the ILA analysis of floating turbines.

Moreover a methodology is proposed to identify critical conditions and hotspots based on the structural energy. An application case of the present strategy is presented for a detailed structural design of the OC4-DeepCwind. The consistency of the modal approximation and methodology are verified against the FE structural solution. It is shown the capabilities of the proposed ILA framework to perform a fully coupled and detailed structural analysis.

1. INTRODUCTION

Los esfuerzos por reducir el LCOE en turbinas eólicas flotantes está impulsando el desarrollo de plataformas cada vez más grandes y ligeras, siendo esencial analizar su comportamiento elástico y daño por fatiga. Además, la aplicación de estándares estructurales heredados de la industria del petróleo y gas da lugar a diseños poco eficientes y a un elevado consumo de acero. En este contexto, la investigación en eólica marina no solo busca maximizar la producción de energía, sino también optimizar el diseño estructural y prolongar la vida útil de las plataformas. Para ello, las herramientas de simulación numérica desempeñan un papel clave.

El diseño de plataformas flotantes debe cumplir con estándares internacionales, estos exigen análisis de cargas integrados (ILA) bajo diversas condiciones ambientales. A diferencia de las turbinas terrestres, las eólicas marinas flotantes requieren el análisis de un mayor número de condiciones de carga debido a la interacción entre viento y oleaje. Además, los tiempos de simulación son más elevados (≈ 3 horas) debido a los prolongados períodos de resonancia y oleaje. Como resultado, el coste computacional asociado a estos análisis numéricos se convierte en un factor crítico.

El análisis de plataformas eólicas flotantes se realiza mediante herramientas acopladas aero-hidro-servo-elásticas (AHSE), en las que la solución estructural se basa en modelos simplificados de elementos de viga [1]. Este enfoque impide obtener las tensiones locales necesarias para predecir posibles fallos estructurales. En el análisis elástico convencional de turbinas eólicas flotantes, generalmente se modela la flexibilidad de la torre y las palas del rotor, considerando la plataforma flotante como un cuerpo rígido, lo cual puede no ser adecuado en plataformas de gran tamaño. Otro enfoque común es representar el comportamiento elástico considerando solo los dos modos estructurales más relevantes de la torre. Sin embargo, la mayoría de las investigaciones sobre turbinas eólicas flotantes se centran en su respuesta dinámica, existiendo escasos estudios sobre su comportamiento estructural.

Cuando se requiere un análisis detallado de la estructura de estas plataformas, la estrategia convencional consiste en precalcular las cargas externas con un solver AHSE, y luego introducirlas en un solver estructural FEM. Esta estrategia particionada implica resolver el problema hidroelástico en varias etapas. Este método solo permite acoplamientos unidireccionales, siendo adecuado solo para estructuras muy rígidas, lo cual no se aplica a plataformas eólicas flotantes. Además, con frecuencia se emplea un enfoque quasi-estático, que oculta los efectos dinámicos y de resonancia. A pesar de estas limitaciones, sigue siendo el método más utilizado debido a la complejidad y el alto coste computacional de cálculos hidroelásticos fuertemente acoplados en el dominio del tiempo, que recae principalmente en el solver estructural.

En este trabajo, se prueba la validez del ROM estructural basado en la técnica MMR para el análisis de plataformas eólicas flotantes. Se mostrará un caso de estudio sobre el diseño

estructural CIMNE-DeepCwind sometido a cargas acopladas de viento y oleaje. Utilizando la herramienta ILA desarrollada, se analizará su respuesta estructural dinámica.

2. REDUCCIÓN DE LA MATRIZ MODAL (MMR)

La reducción de orden en el problema estructural se logra proyectando la solución del Método de Elementos Finitos (FEM) en un subespacio de soluciones de menor dimensión [2]. Este subespacio se construye utilizando la técnica MMR. De este modo, la solución estructural puede aproximarse usando un menor número de grados de libertad en comparación con la solución estructural FEM. El análisis se centrará en las cargas dinámicas, por lo que, después de separar las cargas y desplazamientos estructurales en sus componentes estáticas (S) y dinámicas (D), las ecuaciones de movimiento quedarán de la siguiente manera:

$$\bar{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{u}}_D(t) + \bar{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{u}}_D(t) + \bar{\mathbf{K}}\mathbf{u}_D(t) = \mathbf{f}_D(t) \quad (1)$$

$$\bar{\mathbf{K}}\mathbf{u}_S = \mathbf{f}_S \quad (2)$$

Aquí, \mathbf{f}_S representa las cargas estáticas, como el peso propio, la presión hidrostática en posición de equilibrio, la pretensión de las líneas de amarre, etc. Mientras que $\mathbf{f}_D(t)$ representa la componente dependiente del tiempo de las cargas estructurales, como es el oleaje, la fluctuación del viento, etc.

La solución de la componente dinámica es la que requiere resolver repetidamente las ecuaciones estructurales a lo largo del tiempo de simulación. Por esta razón, se reproducirá mediante la técnica MMR para reducir su esfuerzo computacional. La base modal a se obtiene a partir del problema de vibración libre ($f=0$) sin amortiguamiento ($C=0$):

$$(\bar{\mathbf{M}}^{-1}\bar{\mathbf{K}})\mathbf{a} = \Omega^2\mathbf{a} \quad (3)$$

donde Ω son las frecuencias modales. Posteriormente, los desplazamientos estructurales se reconstruyen como una combinación lineal de los modos propios, utilizando las amplitudes modales Q_i como valores escalares para cada uno de los modos de vibración A_i .

$$\mathbf{u}_D(t) = \sum_{i=1}^{N_{DOF}} \mathbf{q}_i(t) \mathbf{a}_i \quad (4)$$

donde N_{DOF} es el número de grados de libertad del problema. Si el término de amortiguamiento se modela como Rayleigh o modal, la ecuación (1) puede expresarse en la base modal como:

$$\ddot{q}_i + c_i \dot{q}_i + \Omega_i^2 q_i = \mathbf{f}_D(t) \cdot \mathbf{a}_i = f_i(t) \quad (5)$$

$$i = 1, 2, \dots, N_{DOF}$$

$$c_i = \begin{cases} \alpha_M + \alpha_K \Omega_i^2 & \text{Rayleigh} \\ 2\eta\Omega_i & \text{Modal damping} \end{cases} \quad (6)$$

donde η representa el porcentaje con respecto al amortiguamiento crítico modal. Teniendo en cuenta las propiedades de ortogonalidad, la ecuación (5) se vuelve diagonal, lo que permite desacoplarla para obtener la solución de cada modo de forma independiente.

La idea detrás de la reducción de orden es que, en general, solo los modos de menor frecuencia son excitados y necesarios para

obtener una aproximación precisa de la solución estructural [3]. Al reducir la base modal descartando los modos propios de mayor frecuencia, la solución pasa a tener un menor orden de magnitud que la FEM $N_m \sim 0(10^3) \ll N_{DOF} \sim 0(10^6)$.

$$\mathbf{u}_{MMR}(t) = \sum_{i=1}^{N_m} q_i(t) \mathbf{a}_i \approx \mathbf{u}_D(t) \quad (7)$$

$$N_m \ll N_{DOF}$$

Finalmente, definimos la energía elástica dinámica $E^D(t)$ y $E_{MMR}^D(t)$ como:

$$E^D(t) = \mathbf{u}_D^T \bar{\mathbf{K}} \mathbf{u}_D \quad (8)$$

$$E_{MMR}^D(t) = \mathbf{u}_{MMR}^T \bar{\mathbf{K}} \mathbf{u}_{MMR} = \sum_{i=1}^{i=N_m} \frac{1}{2} \Omega_i^2 q_i^2 \quad (9)$$

La energía dinámica se utilizará para medir la fidelidad de la solución MMR al aproximar la solución completa del FEM [4]. Además, servirá como indicador de la respuesta estructural total. El proceso para obtener la respuesta estructural a partir de la aproximación modal se muestra en la Figura 1.

3. ANÁLISIS INTEGRADO DE CARGAS

Debido al acoplamiento entre la dinámica de la turbina eólica, sujeta a cargas de viento transitorias, y la plataforma flotante, afectada por cargas irregulares de oleaje y fondeo, es fundamental emplear un enfoque de

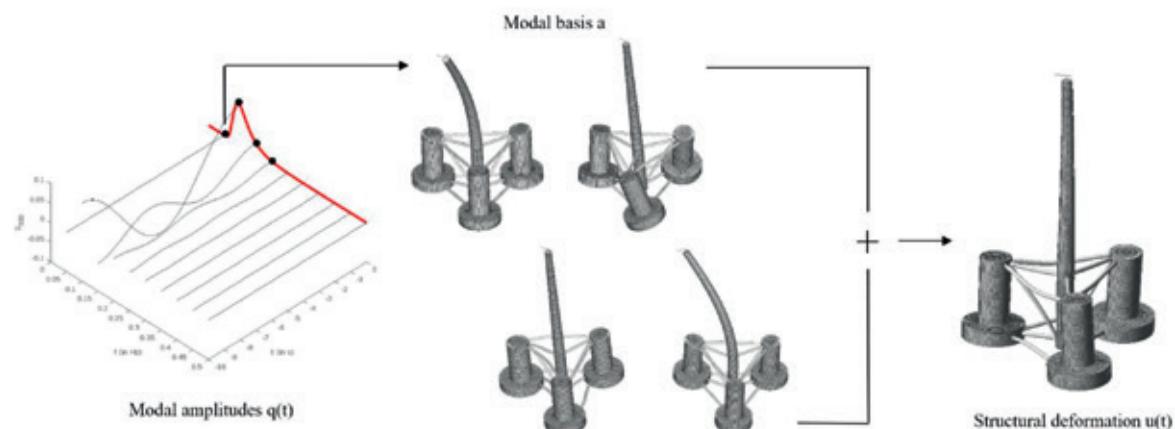


Figura 1. Proceso para obtener la respuesta en tiempo real a partir de la base modal.

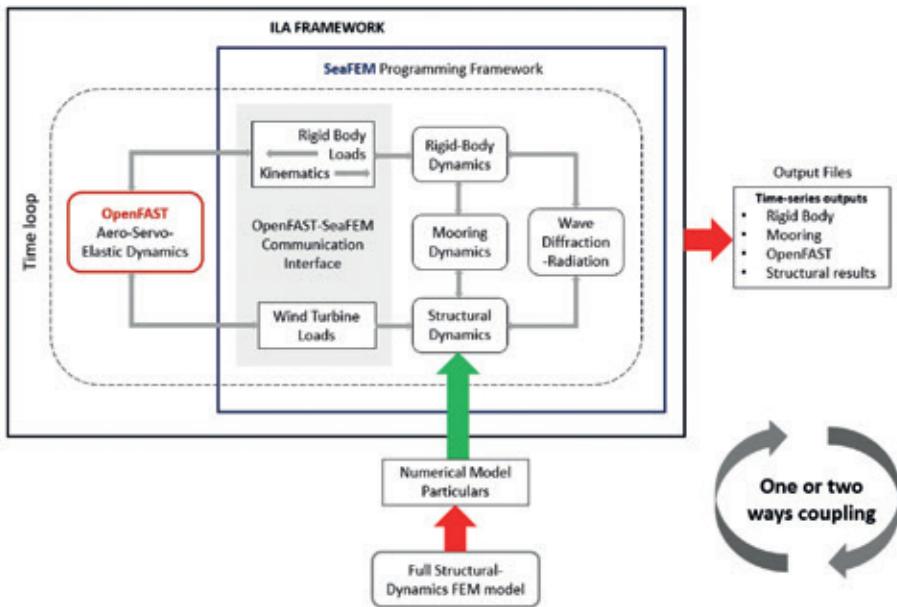


Figura 2. Configuración de la herramienta ILA implementada.

análisis integrado de cargas ILA. Para ello, se ha desarrollado un marco numérico basado en SeaFEM [5], acoplado con OpenFAST [6] que da lugar a una solución aero-hidro-servo-elástica en el dominio del tiempo, capaz de calcular la respuesta combinada de los sistemas eólicos flotantes [7]. El esquema con la configuración de la estrategia ILA mostrando el intercambio de información entre ambos códigos se encuentra en la Figura 2.

La estrategia presentada ofrece varias ventajas cubriendo las limitaciones de la opción alternativa actual:

- Reduce el número de interacciones entre diferentes herramientas computacionales en comparación con estrategias de acoplamiento particionado.
- Disminuye la cantidad de archivos que deben escribirse y leerse. En caso de utilizar MMR, el tamaño de los archivos de salida estructurales se reduce significativamente en un factor de $O(N_m/N_{DOF})$.
- Evita transformaciones del dominio frecuencial al temporal.
- Elimina la necesidad de precalcular las cargas externas para luego introducirlas en

el problema estructural. Todas las cargas estructurales externas se calculan simultáneamente en cada paso de tiempo y se asignan directamente al dominio estructural.

- Permite un acoplamiento hidroelástico fuerte en dos direcciones, importante para considerar la flexibilidad.
- Permite una solución eficiente, evitando el enfoque cuasi-estático.

4. DISEÑO ESTRUCTURAL: CIMNE-DEEPCWIND

La plataforma flotante semi-submersible OC4-DeepCwind [8] a escala real, junto con la turbina eólica de referencia NREL de 5 MW, se utilizan como base para diseñar un concepto estructural completamente detallado denominado CIMNE-DeepCWInd, ver Figura 3.

El aerogenerador se incluye en el modelo añadiendo las masas puntuales e inercias de los componentes de la NREL-5MW [9]. Cada masa está ubicada en su propio centro de masa. Las masas se unen a la parte superior de la torre mediante vigas reforzadas. Se uti-

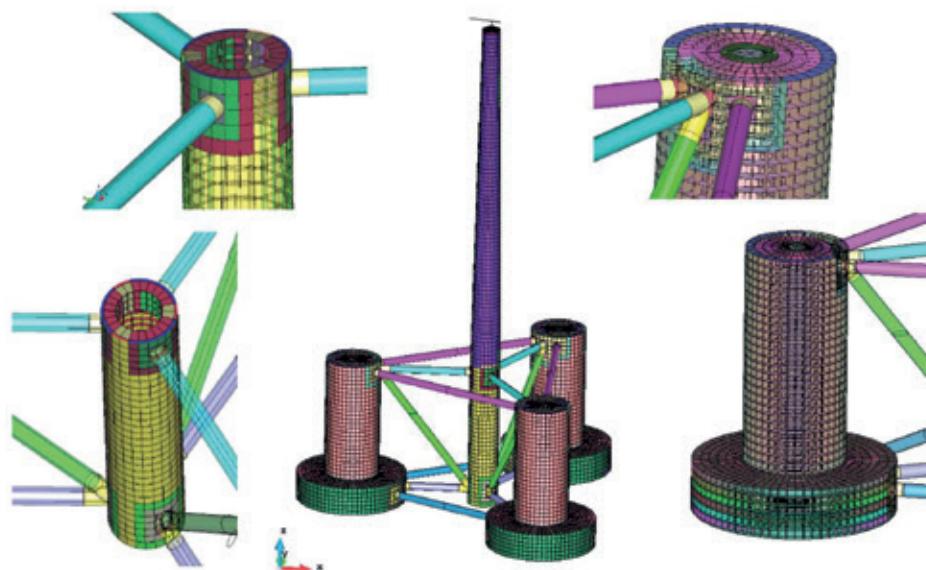


Figura 3. Diseño estructural y detalles de la CIMNE-DeepCwind.

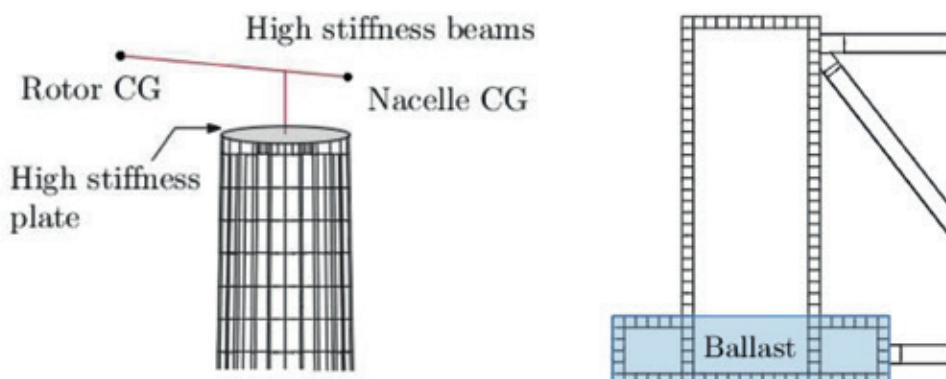


Figura 4. Diseño estructural y detalles de la CIMNE-DeepCwind

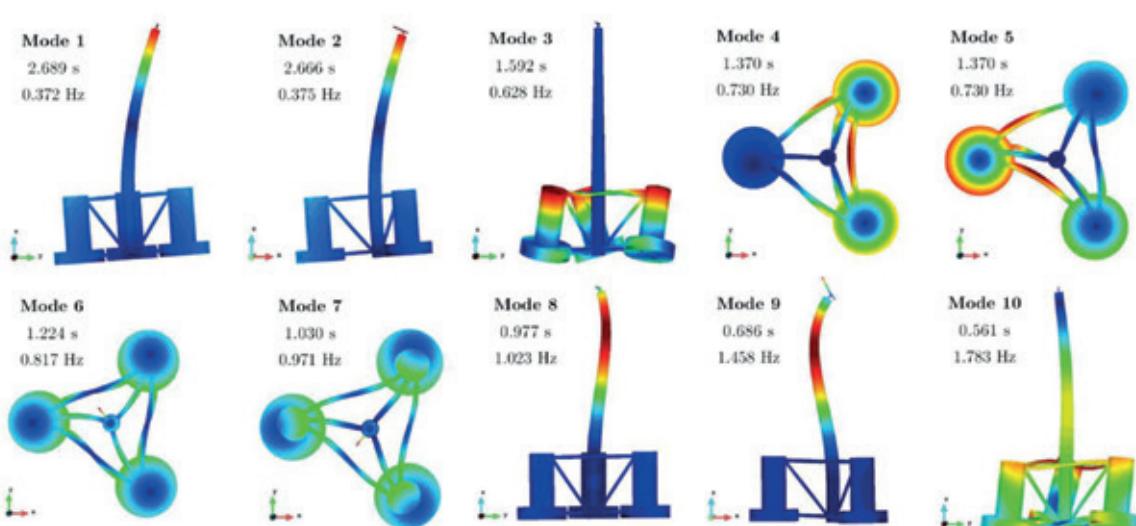


Figura 5. Sistema de fondeo

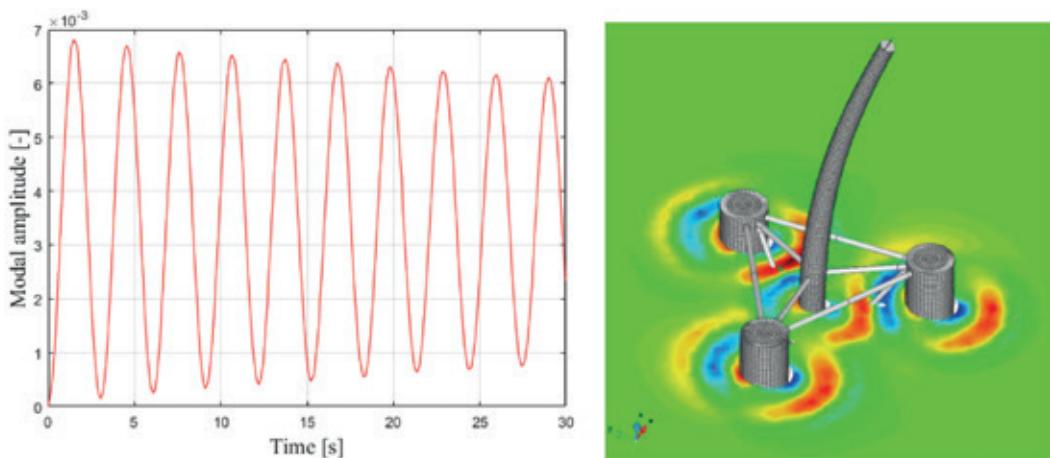


Figura 6. Desratización de la malla estructural en las zonas susceptibles a daños por fatiga.

liza una placa de alta rigidez para transferir las cargas de la turbina a la parte superior de la torre. El lastre se distribuye entre las tres placas de arfado. Los detalles se encuentran en los esquemas de la Figura 4.

Se modela un sistema de fondeo dinámico mediante FEM, basado en el diseño de referencia del proyecto OC4, el cual incluye tres líneas en configuración de catenaria, tal y como se muestra en la Figura 5.

La Figura 6 muestra los tamaños de los elementos utilizados para la discretización estructural de la malla. Los tamaños de los elementos finitos más pequeños se definen en

las áreas donde debe analizarse la fatiga y se determinan de acuerdo con los estándares para el análisis de fatiga. La malla estructural está formada por 380,995 elementos de membrana y 4 elementos de viga, con un total de 171,025 nodos y 1,026,150 grados de libertad.

5. ANALISIS MODAL

El análisis estructural utilizando la técnica MMR comienza con un análisis modal para obtener los modos de vibración. El rango seleccionado de modos establece la base modal que será utilizada para representar la solución estructural mediante el método MMR. Este proceso se

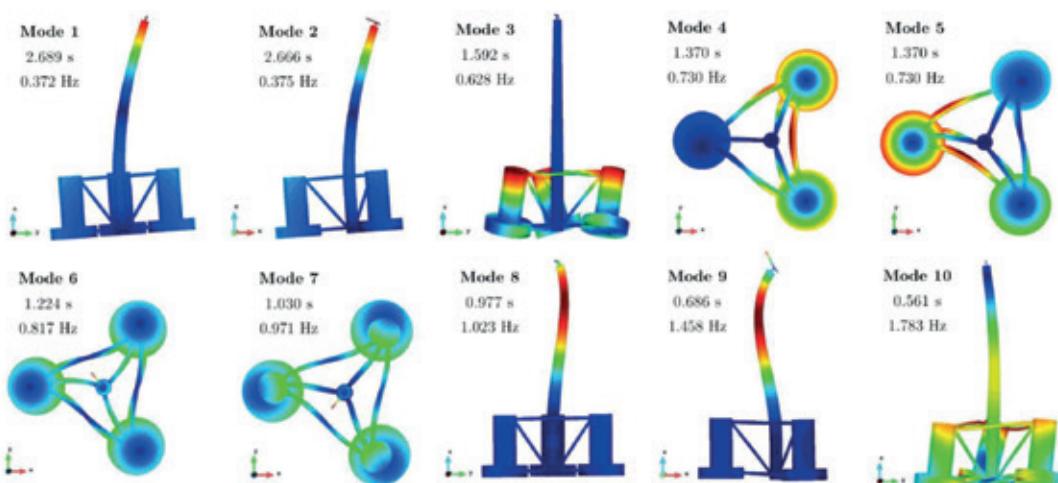


Figura 7. Formas de los primeros 10 modos elásticos.

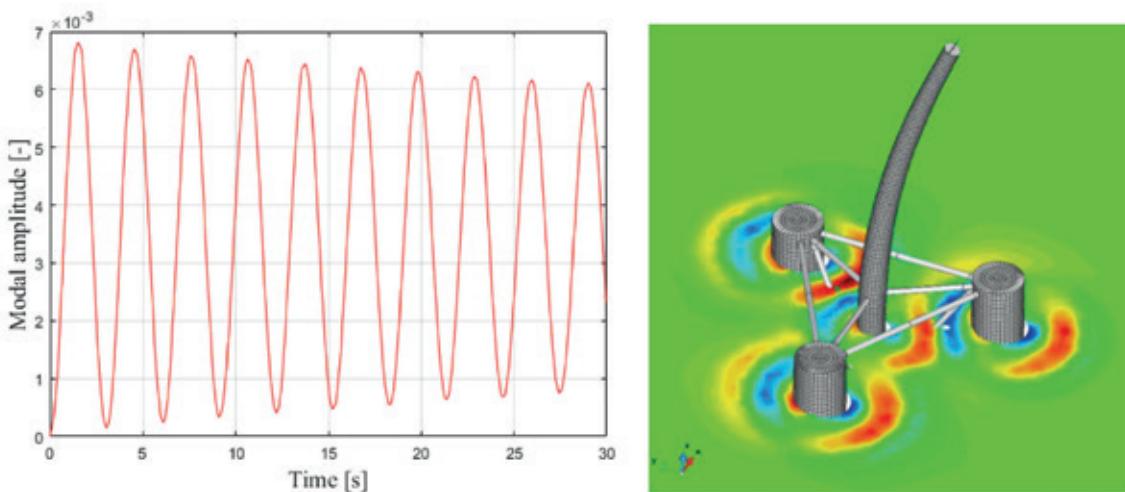


Figura 8. Ensayo de extinción del primer modo elástico

Tabla 1. Periodos modales y amortiguamiento.

	1 ^{er} Modo	2 ^{do} Modo	3 ^{er} Modo	4 ^{to} Modo	5 ^{to} Modo	6 ^{to} Modo
Periodo seco [s]	2.689	2.666	1.592	1.370	1.370	1.224
Periodo mojado [s]	3.055	3.033	1.769	1.410	1.410	1.265
Amortiguamiento [%]	0.462	0.456	0.968	0.051	0.049	0.079

realiza solo una vez. Para el presente estudio, se calcula una base modal de 5,000 modos sin restricciones, que representan solo el 0.48% de los grados de libertad elásticos totales. Las formas de los primeros 10 modos elásticos se muestran en la Figura 7.

Estos modos se calculan mediante el FEM estructural en ausencia de agua y se denominan "modos secos". Cuando la plataforma flota en el agua, sus desplazamientos estructurales generan olas radiadas. Esto implica cambios en la frecuencia modal e introduce amortiguamiento modal. Para evaluar estas diferencias, se realiza una prueba de extinción en los primeros modos elásticos de la plataforma, asumiendo que no hay amortiguamiento estructural. La Figura 8 (izquierda) muestra la evolución temporal del primer modo elástico, mientras que la Figura 8 (derecha) muestra las olas radiadas durante el ensayo de extinción.

Los ensayos se llevan a cabo con el acoplamiento hidroelástico en dos direcciones. La

plataforma parte de una posición en equilibrio hidrostático. Posteriormente, se libera cada modo elástico de forma individual, permitiendo la evolución de sus vibraciones modales, mientras que los demás modos, incluidos los de cuerpo rígido, permanecen fijos. La Tabla 1 presenta la variación en los períodos modales y el amortiguamiento por radiación de ondas para los primeros modos elásticos.

Los períodos modales obtenidos a partir de la prueba de extinción se denominan "períodos mojados". El amortiguamiento se da como un porcentaje del amortiguamiento modal crítico. Lo que más se observa es un aumento significativo en los períodos naturales inducidos por la radiación de olas asociada a la vibración modal.

6. ANÁLISIS ESTÁTICO: EQUILIBRIO HIDROSTÁTICO

Se analiza un caso estático, donde la plataforma está flotando en equilibrio. En esta

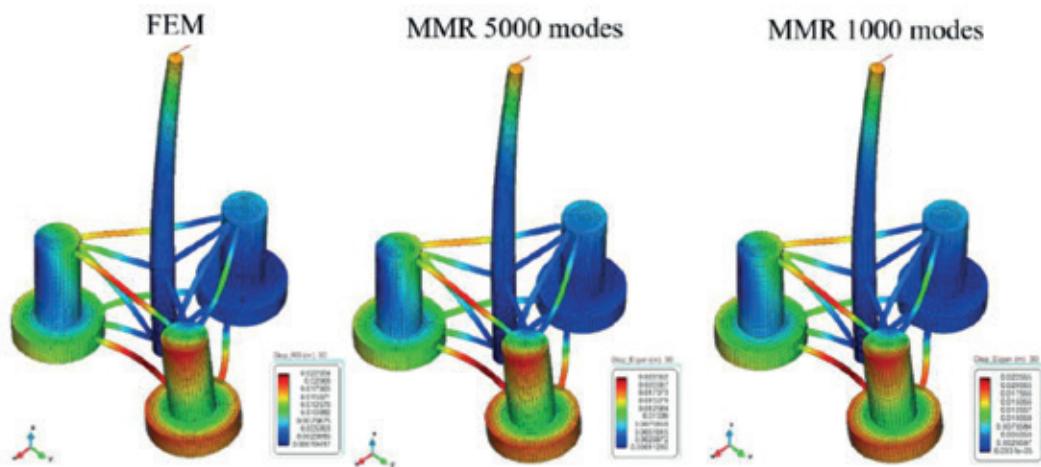


Figura 9. Comparación de los campos de desplazamientos entre soluciones (x200).

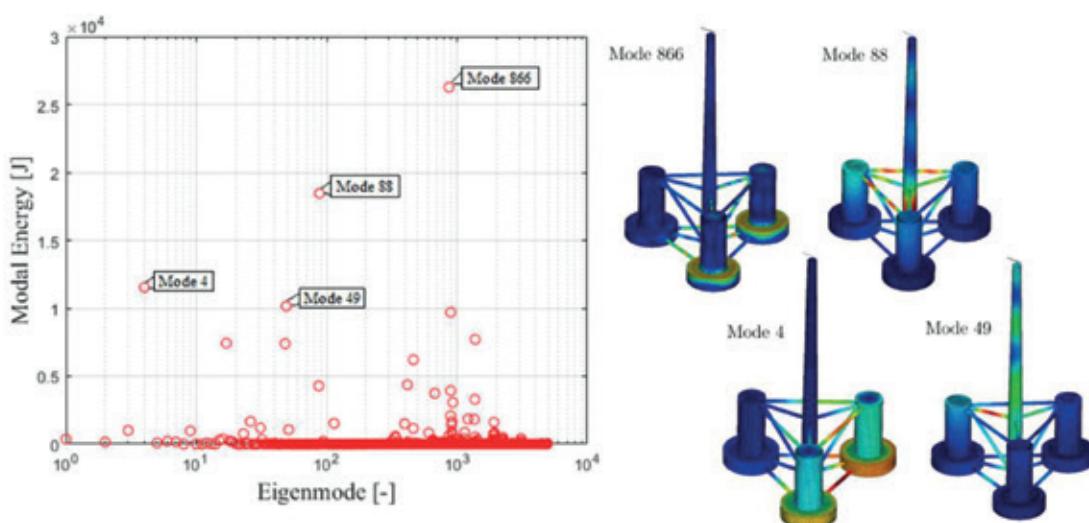


Figura 10. Izquierda: distribución de la energía modal. Derecha: forma de los modos más excitados.

configuración, la estructura está sometida a su peso propio junto con el del fondeo, siendo equilibrada por la presión hidrostática del agua. La solución elástica se calcula utilizando el método de elementos finitos y la aproximación modal MMR para 5,000 y 1,000 modos. La comparación de los desplazamientos estructurales entre las diferentes soluciones se muestra en la Figura 9.

La solución modal reducida coincide con la solución FEM, incluso usando solo 1,000 modos. La Figura 10 (izquierda) presenta la distribución de la energía elástica modal a través de los modos, mientras que la Figura 10 (derecha) muestra el campo de desplazamientos modales para los cuatro modos más energéticos.

Aunque la mayor parte de la energía modal se concentra en los modos de baja frecuencia, se observa bastante dispersión en la energía. Esto justifica la descomposición de la solución en estática y dinámica, ya que se espera que la técnica MMR sea más precisa al reproducir la respuesta dinámica de la estructura.

7. ANÁLISIS DINÁMICO: CARGAS VIENTO-OLEAJE

Durante su operación, las turbinas eólicas marinas están expuestas a cargas cíclicas de viento y oleaje, las cuales generan fluctuaciones en las tensiones estructurales. Estas variaciones pueden provocar daños por fatiga a

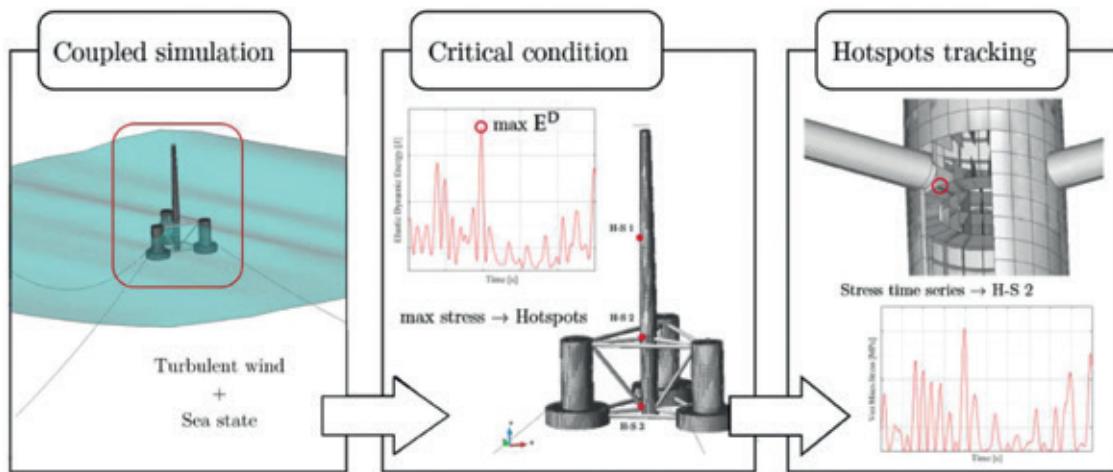


Figura 11. Metodología para identificar posibles puntos críticos.

Tabla 2. Datos del emplazamiento y parámetros DLC1.6.

	DLC	1.6 Producción
	Emplazamiento	Morro Bay (California)
	Profundidad	200m
	Sistema	Intact
	Viento	Viento: 14.8 m/s (rotor) Turbulencia normal
	Olas	Severo Espectro: Jonswap Hs=6m T=14 s Dirección: 0° Propagación: Unidireccional

lo largo del tiempo, lo que convierte al estado límite de fatiga en un factor crítico que gobierna su diseño. Para poder predecir la salud estructural de estas plataformas se propone la metodología mostrada en la Figura 11.

Esta permite identificar posibles puntos críticos de daño por fatiga utilizando la energía elástica estructural como principal indicador. Esto se consigue buscando los puntos de máxima tensión (punto crítico) en los instantes de tiempo más energéticos (situación crítica). Al poder obtener los campos de tensiones y las series temporales de las tensiones para los puntos analizados fuera del cálculo (postproceso), es posible optimizar el análisis de los resultados de forma eficiente.

Las normas de diseño para turbinas eólicas flotantes exigen el análisis integrado de car-

gas basado en las condiciones ambientales del emplazamiento. Este proceso consiste en verificar la integridad estructural bajo una serie de casos de carga de diseño. Para ello, se selecciona una ubicación en Morro Bay (California), de la cual se obtienen los datos ambientales. En este estudio, se evalúa el caso de carga 1.6 para operación en producción, definido en la normativa de Bureau Veritas [10]. En la Tabla 2 se presenta un resumen con los parámetros utilizados para definir el caso de carga.

Para estudiar la relevancia de los efectos dinámicos, se elimina la contribución de las cargas estáticas durante la simulación. Esto incluye la componente media de las cargas aerodinámicas sobre la turbina y la pretensión del fondeo. Se realiza una simulación de la CIMNE-DeepCwind en condiciones de

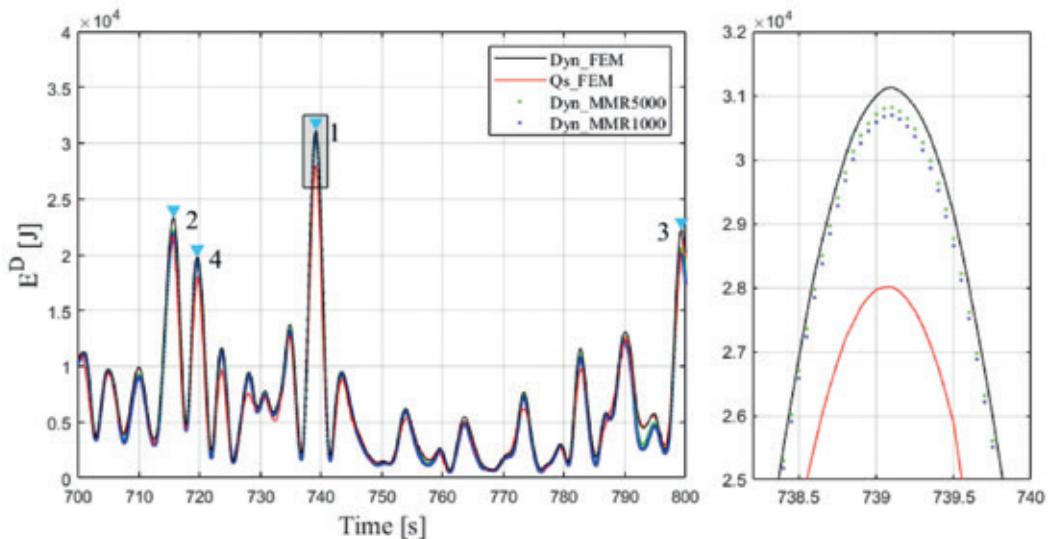


Figura 12. Serie temporal de la energía dinámica y pico de máximo local.

Tabla 1. Periodos modales y amortiguamiento.

	1 ^{er} Modo	2 ^{do} Modo	3 ^{er} Modo	4 ^{to} Modo	5 ^{to} Modo	6 ^{to} Modo
Periodo seco [s]	2.689	2.666	1.592	1.370	1.370	1.224
Periodo mojado [s]	3.055	3.033	1.769	1.410	1.410	1.265
Amortiguamiento [%]	0.462	0.456	0.968	0.051	0.049	0.079

Tabla 4. Energía dinámica media de los 5 modos más energéticos.

Modo	ED Modal [J]	ED [%]	ED Acumulada [%]
2	5215.50	63.93%	63.93%
11	450.29	5.52%	69.45%
13	379.73	4.65%	74.10%
1	293.47	3.60%	77.70%
17	160.79	1.97%	79.67%

viento y oleaje. Se usa el acoplamiento hidro-elástico en una dirección y se compara la solución FEM con las MMR5,000 y MMR1,000, los resultados se muestran en la Figura 12.

La Tabla 3 muestra los porcentajes de energía para los cuatro máximos locales señalados en la gráfica. Estos porcentajes se calculan con respecto a la solución dinámica del FEM. Se observa una buena concordancia en las aproximaciones modales, que capturan más del 90 % de la energía estructural dinámica. Las mismas soluciones se calculan también para un enfoque cuasi-estático, y se observa que estos tienden a subestimar el comportamiento dinámico. En general, los

resultados obtenidos con la solución modal son más precisos que los de la solución cuasi-estática FEM.

La Tabla 4 muestra las energías promediadas en el tiempo de los modos más energéticos y su porcentaje acumulado. El segundo modo propio elástico, correspondiente al modo de flexión de la torre, es el más excitado reteniendo más del 60% de la energía estructural FEM. Con solo los 10 modos propios más energéticos es posible recuperar más del 90% de la energía. Esta concentración de energía elástica en unos pocos modos de baja frecuencia demuestra la idoneidad del enfoque MMR para analizar turbinas eólicas

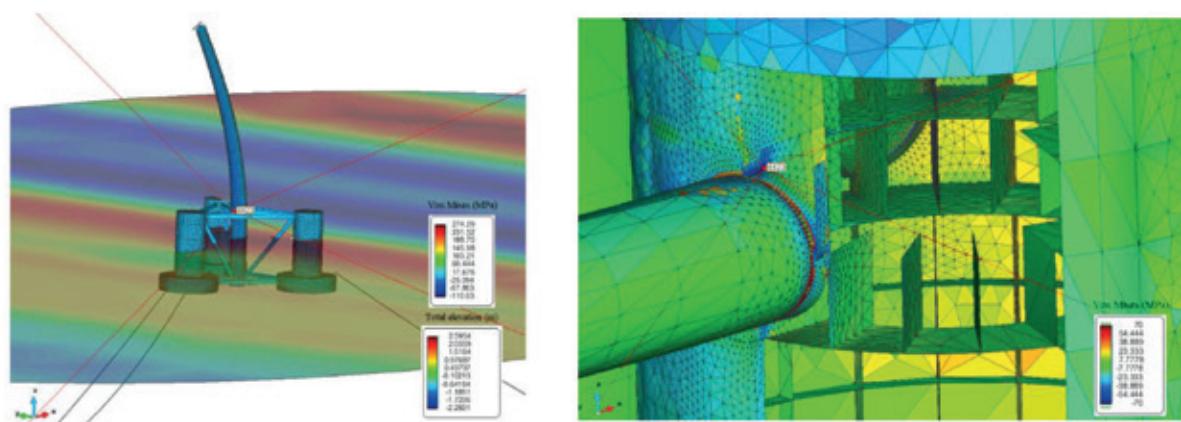


Figura 13. Izquierda: condición crítica de energía. Derecha: ubicación del punto crítico de tensión.

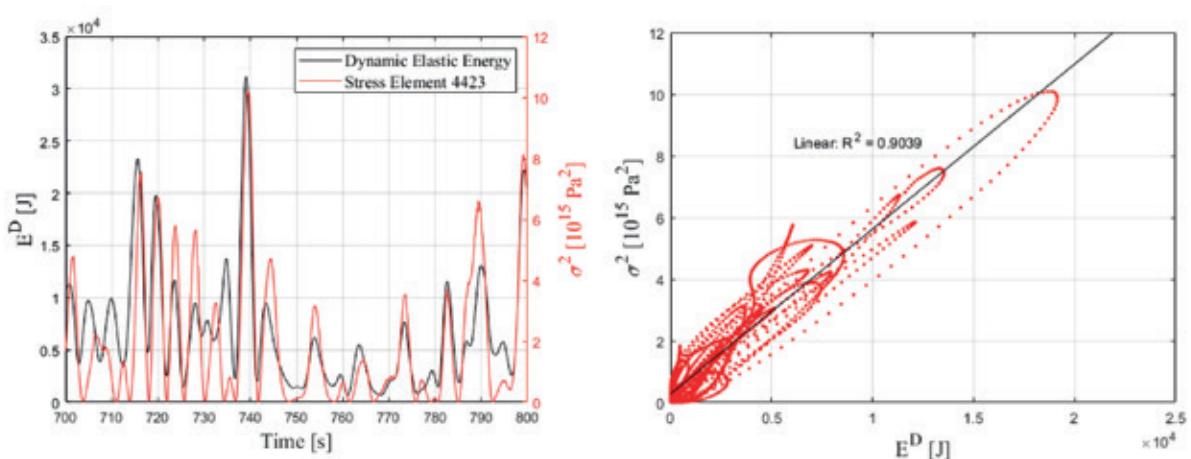


Figura 14. Correlación energía dinámica - tensiones de Von Mises

flotantes. Además, permite una mayor reducción del problema hidroelástico usando la técnica MMR.

En la Figura 13 (izquierda) se muestra la simulación para el instante de máxima energía estructural, incluyendo la elevación de la superficie libre y el campo de tensiones sobre la estructura. La posición del elemento (4423), con máxima tensión para esta condición, se señala en la Figura 13 (derecha).

La ubicación del punto crítico se encuentra en la región asociada con el mayor daño por fatiga, como es el caso de la base de la torre causada por el momento de flexión de la torre [11]. Más en concreto entre los tubos de unión y la columna principal. En la Figura 14 (izquierda) se observa la correlación de los

picos entre la energía dinámica y las tensiones de Von Mises al cuadrado.

En la Figura 14 (derecha) se relaciona la tensión del punto crítico con la energía estructural del modo más energético. Se observa claramente la fuerte influencia de este segundo modo sobre la respuesta estructural en dicho punto.

8. OPERADOR AMPLITUD DE RESPUESTA MODAL

Cuando el problema hidroelástico es lineal, incluyendo el modelo estructural y las cargas externas, es posible calcular los operadores de amplitud de respuesta para cada modo propio (MRAOs). Para ello se somete la plataforma a un espectro de ruido blanco que se propaga

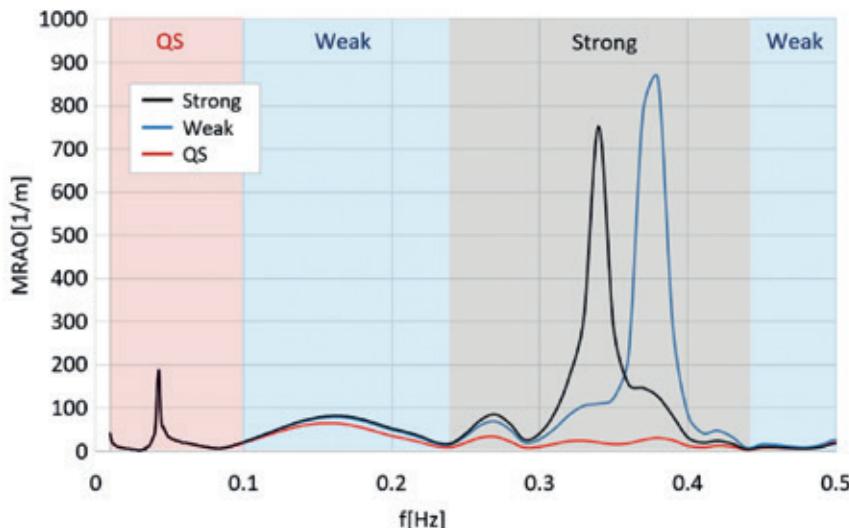


Figura 15. MRAOs para el 2do modo elástico.

en dirección longitudinal. La Figura 15 compara los MRAOs para el segundo modo calculado mediante la solución cuasi estática (QS), acoplamiento dinámico en una dirección (débil) y acoplamiento en dos direcciones (fuerte). Este análisis se centra en el segundo modo elástico, correspondiente al modo de flexión de la torre, al ser el más excitado.

Cerca de la frecuencia de resonancia del modo, la solución cuasi-estática no logra capturar el comportamiento dinámico, ya que asume una respuesta estructural lenta y con poca dependencia temporal, tratándolo como un problema estático. Sin embargo, en el rango de bajas frecuencias, donde las cargas se aplican durante períodos prolongados, estos modelos pueden ofrecer una aproximación razonable. Sin embargo, en la región cercana a la resonancia, es necesario un acoplamiento fuerte, donde la interacción fluido-estructura sucede en ambas direcciones. De lo contrario, la resonancia ocurrirá en la frecuencia en seco en lugar de la frecuencia en mojado, lo que generará errores en la solución.

9. RESONANCIA EN SEGUNDO ORDEN

En ingeniería marina y offshore, es común suponer que las estructuras son lo suficiente-

temente rígidas como para considerar su respuesta frente a cargas de olas como cuasi-estática. Sin embargo, en la energía eólica flotante, la presencia de la turbina sobre una torre esbelta hace que las frecuencias modales más bajas se aproximen a las frecuencias del oleaje. El objetivo de este estudio es comparar la energía estructural de las distintas soluciones bajo cargas hidrodinámicas de primer y segundo orden en un mar irregular. Las olas irregulares se modelan utilizando un espectro JONSWAP con un periodo de ola medio $T_m = 6.066$ segundos y una altura significativa de ola $H_s = 3$ metros. Este periodo de ola corresponde al doble del periodo modal mojado para el segundo modo. Por lo tanto, se espera que los componentes de segundo orden induzcan efectos de resonancia. La Figura 16 muestra la energía elástica instantánea, calculada por el modelo MMR5000, bajo cargas de ola de primer (arriba) y segundo orden (abajo). De igual forma se comparan la solución cuasi-estática con los acoplos fuerte y débil.

La solución cuasi-estática subestima la respuesta estructural, especialmente en el caso de segundo orden. El acoplamiento dinámico débil muestra algunos efectos cercanos a la resonancia, pero se observan diferencias

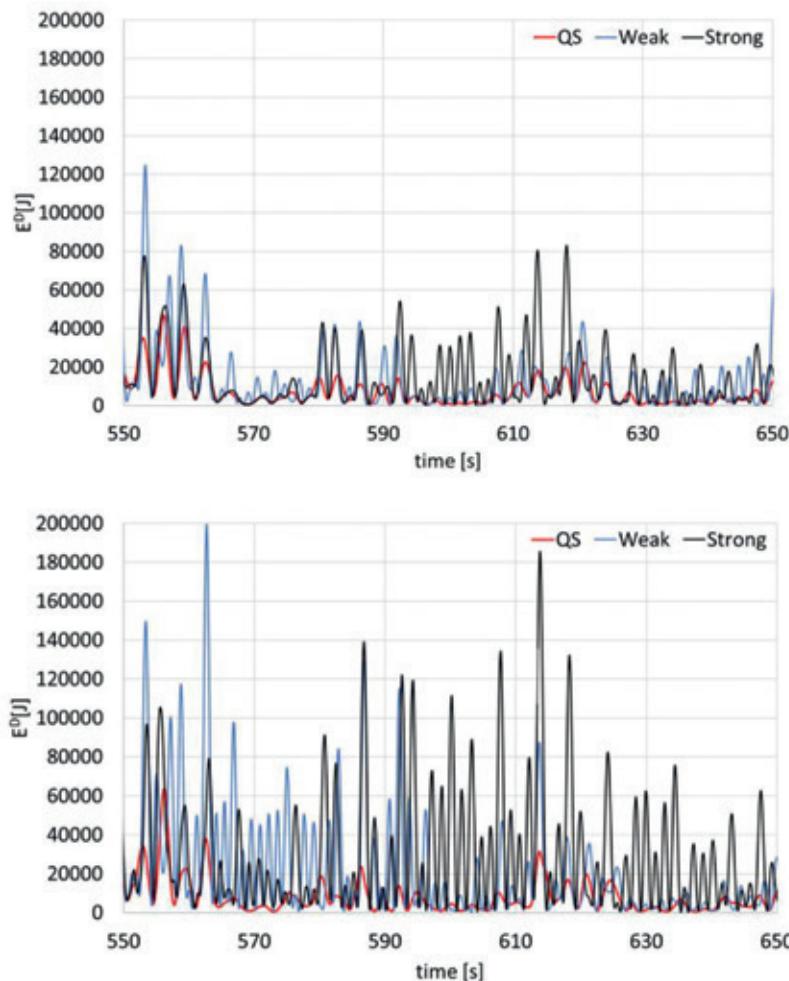


Figura 16. Energía elástica en condición de mar irregular (arriba) solución de 1er orden (abajo) solución de 2do orden.

Solver	Hydroelastic coupling	
	1-way (weak)	2-ways (strong)
Rigid Body+Dynamic Mooring (FEM):	0.66 s/s	1.03 s/s
Wave diffraction-radiation	0.87 s/s	1.37 s/s
Structural	FEM	4.6 s/s
	MMR5000	0.47 s/s
	MMR1000	0.10 s/s

Tabla 5. Desglose de tiempos de cálculo.

significativas al compararlo con el acoplamiento fuerte.

10. TIEMPOS DE CÁLCULO

La Tabla 5 proporciona los tiempos de cálculo de los diferentes “solvers” integrados para una simulación directa llevada a cabo en una estación de trabajo con un procesador

AMD Ryzen Threadripper 3970X 3.70 GHz, paralelizado en 4 hilos. Se observa claramente que el cuello de botella es el cálculo de la dinámica estructural utilizando el modelo de elementos finitos de alta fidelidad. Sin embargo, la aproximación MMR reduce del orden de diez veces el tiempo de cálculo a la vez que produce soluciones de alta fidelidad también.

Por otro lado, el cálculo de RAOs modales permite realizar un gran alto número de casos de cargas en poco tiempo mediante el cálculo de realizaciones a partir de las MRAOs. A continuación, se describe un caso de ejemplo calculado en una estación de trabajo con 512Gb de RAM y un procesador AMD AMD Ryzen Threadripper PRO 5995WX de 64-Cores y 2.70 GHz.

Análisis modal de la estructura: 16h

- Memoria RAM 150Gb
- Tamaño modelo FEM 1,026,150 DOFs

Obtención de las MRAOs: 22h

- Número de simulaciones 72
- Direcciones de oleaje 36
- Numero de frecuencias/direccion 177
- Numero de modos 5000
- Número de MRAOs 31,860,000
- Tamaño archivos de MRAOs 576Mb

Cálculo de daño a fatiga: 1.1 h

- Número de casos de carga 1000
- Tiempo de realización por caso 3h
- Paso de tiempo 0.1s
- Número de puntos a analizar por caso 1000 elementos finitos

Cálculo de tensiones sobre la totalidad de la estructura: 1.26 h

- Número de casos de carga 1000
- Tiempo de realización por caso 3h
- Paso de tiempo 0.1s
- Número de instantes a analizar por caso 200 instantes de máxima energía

11. CONCLUSIONES

A partir del análisis ILA realizado sobre la plataforma semi-sumergible DeepCwind, se han identificado los siguientes hallazgos clave:

- El uso de la técnica MMR ha demostrado ser conveniente para el análisis de aerogeneradores flotantes. El método es capaz de capturar más del 90% de la energía estructural utilizan-

do solo un 0.48% de los grados de libertad.

- El “solver” estructural MMR logra una reducción de aproximadamente un 90% en el tiempo computacional en comparación con el FEM,
- El método MMR ha demostrado una precisión significativamente mayor en comparación con los métodos quasi-estáticos basados en FEM completos.
- Se ha encontrado que el enfoque quasi-estático subestima los efectos dinámicos, lo que limita su uso a con cargas de rangos de frecuencias bajas.
- Se destaca la importancia de realizar acoplamientos hidroelásticos en dos direcciones, sobre todo para obtener la respuesta elástica y resonancia en estructuras flotantes flexibles de gran escala.
- La respuesta elástica se concentra principalmente en el modo de flexión de la torre, con puntos de tensión críticos observados en las intersecciones entre la torre y los reforzados. La base de la torre es una zona de potencial daño por fatiga que requiere una atención especial.
- Se recomienda incorporar los efectos hidrodinámicos de segundo orden para capturar con precisión la resonancia estructural de la torre causada por el modo de flexión.
- El uso de MRAOs permite la evaluación de miles de casos de cargas en horas sin necesidad de recurrir a grandes recursos computacionales, lo que habilita su uso en fases tempranas de diseño, optimización, y para certificación.

Los hallazgos de este estudio buscan sentar unas bases para contribuir al diseño y optimización de los conceptos estructurales en turbinas eólicas flotantes.

12. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido financiado por la Comisión Europea bajo el proyecto H2020 FinbreGy (ref. 952966) y H2020 Fibre4Yards

(ref. 101006860), y por la Agencia Estatal de Investigación (AEI) del “Ministerio de Ciencia e Innovación” de España bajo el proyecto MLAMAR (ref. PID2021-126561OB-C31).

12. REFERENCIAS

- [1] Bjerg Thomsen, J.; Bergua, R.; Jonkman, J.; Robertson, A.; Mendoza, N.; Brown, C.; Galinos, C.; Stiesdal, H. (2021). Modeling the TetraSpar Floating Offshore Wind Turbine Foundation as a Flexible Structure in OrcaFlex and OpenFAST. *Energies* **J.** 14(23), 7866. Doi: 10.3390/en14237866
- [2] Garcia-Espinosa, J.; Servan-Camas, B.; Calpe-Linares, M. (2023). High Fidelity Hydroelastic Analysis Using Modal Matrix Reduction. *J. Mar. Sci. Eng.* **11**, 1168. Doi: 10.3390/jmse11061168
- [3] K.J Bathe. Finite Element Procedures. K. J. Bathe, Watertown, MA. ISBN 978-0-9790049-5-7
- [4] Servan-Camas, S.; Di-Capua, D.; Garcia-Espinosa, J.; Sa-Lopez, D. (2021). Fully 3D ship hydroelasticity: Monolithic versus partitioned strategies for tight coupling. *J. Mar. Struct.* Volume 80, 103098. Doi: 10.1016/j.marstruc.2021.103098
- [5] Servan-Camas, B.; Gutierrez-Romero, J.E.; García-Espinosa, J. (2018). A Time-Domain Second-Order FEM Model for the Wave Diffraction-Radiation Problem. *Validation with a Semisubmersible Platform. Mar. Struct.* **58**, 278–300. Doi: 10.1016/j.marstruc.2017.12.001
- [6] Jonkman, JM. (2007) Dynamics Modeling and Loads Analysis of an Offshore Floating Wind Turbine. Technical Report NREL/TP-500-41958.
- [7] Berdugo-Parada, I.; Servan-Camas, B.; Garcia-Espinosa, J. (2024). Numerical Framework for the Coupled Analysis of Floating Offshore Multi-Wind Turbines. *J. Mar. Sci. Eng.* **12**, 85. Doi: 10.3390/jmse12010085
- [8] Robertson, A.; Jonkman, J.; Masciola, M.; Song, H.; Goupee, A.; Coulling, A.; Luan, C. (2014). Definition of the Semisubmersible Floating System for Phase II of OC4. Technical Report NREL/TP-5000-60601. Doi: 10.2172/1155123
- [9] Jonkman, JM.; Butterfield, S.; Musial, W.; Scott, G. Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development. Technical Report NREL/TP-500-38060. 2009. Doi: 10.2172/947422
- [10] Bureau Veritas. (2019). Classification and Certification of Floating Offshore Wind Turbines. Rule Note NI 572 DT R02 E.
- [11] Li, H., Gao, Z., Bachynski-Polić, E., Zhao, Y., & Fiskvik, S. (2023). Effect of floater flexibility on global dynamic responses of a 15-MW semi-submersible floating wind turbine. *Ocean Engineering*, 286. Doi: 10.1016/j.oceaneng.2023.115584

Reconocimiento a la Trayectoria y la Nueva Generación en el Instituto de la Ingeniería de España



En un ambiente de camaradería y emoción, el Salón de Actos del Instituto de la Ingeniería de España fue el escenario del acto de entrega de condecoraciones anuales organizado por la Delegación Territorial de Madrid del Colegio Oficial de Ingenieros Navales y Oceánicos (COIN), el pasado 25 de abril. El evento, dirigido a aquellos colegiados que no pudieron asistir a las tradicionales celebraciones de la Virgen del Carmen, sirvió para rendir homenaje tanto a trayectorias profesionales consolidadas como a los nuevos talentos que se incorporan a la institución.

Uno de los momentos más emotivos de la jornada fue la entrega de la Medalla de los 50 años de colegiado a Jesús Antonio Vecino Ordóñez, cuyo medio siglo de dedicación al ejercicio de la ingeniería naval representa un ejemplo de compromiso y excelencia

profesional. Asimismo, el reconocimiento por 25 años de colegiación, materializado en la entrega de un bolígrafo institucional, fue otorgado a Francisco Javier Pérez Villalonga, Luis Antonio López González y José Antonio Fernández Muñoz, en reconocimiento a su lealtad y contribución continua a la profesión.

El acto también incluyó la entrega de la insignia de nuevo colegiado a Ramón Piñeiro Rey, quien sin duda fortalece el cuerpo colegial con su incorporación.

La ceremonia no solo celebró los logros individuales, sino que también reforzó el espíritu de pertenencia y el compromiso colectivo de todos los miembros del COIN, reafirmando los valores de dedicación, compañerismo y excelencia que definen a la ingeniería naval y oceánica española.

Elecciones en las delegaciones territoriales de la AINE

El pasado 15 de mayo de 2025 se celebró la Junta General Territorial Extraordinaria de la Delegación Territorial en Canarias de la Asociación de Ingenieros Navales y Oceánicos de España (AINE).

En este acto se procedió a la proclamación oficial de los nuevos miembros de la Junta Directiva:

- Presidente Territorial: Jesús Alarcón Prieto (Colegiado n.º 1391)
- Vicepresidente: Manuela Pulido Rubio (Colegiado n.º 2383)
- Secretario: Héctor García Marrero (Colegiado n.º 3374)

Vocales:

- Vicente Babío Herráiz (Colegiado n.º 1781)
- Antonio Falquina Garrido (Colegiado n.º 1894)
- Álvaro González Castellano (Colegiado n.º 33529)



Ingeniería



Fabricación



Instalación, mantenimiento y reparación



Distribución y SAT

Somos tu fabricante **en potencia de propulsión**

Soluciones eficientes y personalizadas en sistemas de propulsión y generación completos para todo tipo de buques. Desde la propulsión de una pequeña embarcación hasta la planta de energía de una estación offshore.

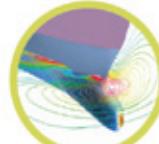
+30 países nos avalan



SISTEMAS DE PROPULSIÓN Y GOBIERNO COMPLETOS



MOTORES, PROPULSORES Y GENERADORES MARINOS



VICUSdlt

CÁLCULOS Y DISEÑO CFD



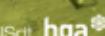
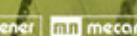
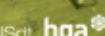
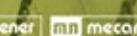
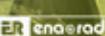
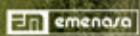
MAIN SOLUTIONS

INTEGRACIÓN DE PROPULSIONES ELÉCTRICAS



www.grupoemenasa.com

La fuerza de un grupo





CO.VIS.: Innovación y tradición en el sector de las grúas marinas y de la mecánica de alta precisión

Fundada con pasión y dedicación, CO.VIS. es un ejemplo de excelencia e innovación en el ámbito del diseño y la producción de equipos marítimos y portuarios. En sus inicios, el Sr. Viscovo Vincenzo, abuelo del actual homónimo administrador, con una carrera profesional desde 1956, a la edad de 17 años, comenzó a trabajar en el sector de la carpintería mecánica.

Un comienzo de éxito

En 1965, el Sr. Viscovo decidió emprender la actividad por su cuenta, fundando una empresa especializada en la construcción de prensas hidráulicas para el desguace. Una

década más tarde, en 1975, su visión emprendedora lo llevó a la construcción de la planta de San Vitaliano (NA), donde trasladó la actividad ampliando la producción a las grúas marinas, un sector que pronto consolidaría su reputación y competencia.

La entrada en CO.VIS.

En 1991, la empresa pasó a manos de Viscovo Raffaele, quien, junto con su padre Vincenzo, se convirtió en responsable de producción y representante legal de la compañía. Con la entrada del Sr. Viscovo Raffaele, CO.VIS. amplió su gama de productos, incluyendo grúas para camiones y plataformas marinas.

La empresa comenzó a distinguirse por su capacidad de diseñar y fabricar equipos de elevación y manipulación altamente especializados, respondiendo a las necesidades específicas de los clientes, un aspecto que la ha hecho única en el panorama de las empresas italianas, y a nivel internacional.

En 2011, el nieto Vincenzo Viscovo se convierte en administrador de CO.VIS., llevando una visión innovadora que ha contribuido a fortalecer aún más la empresa.

Una expansión internacional

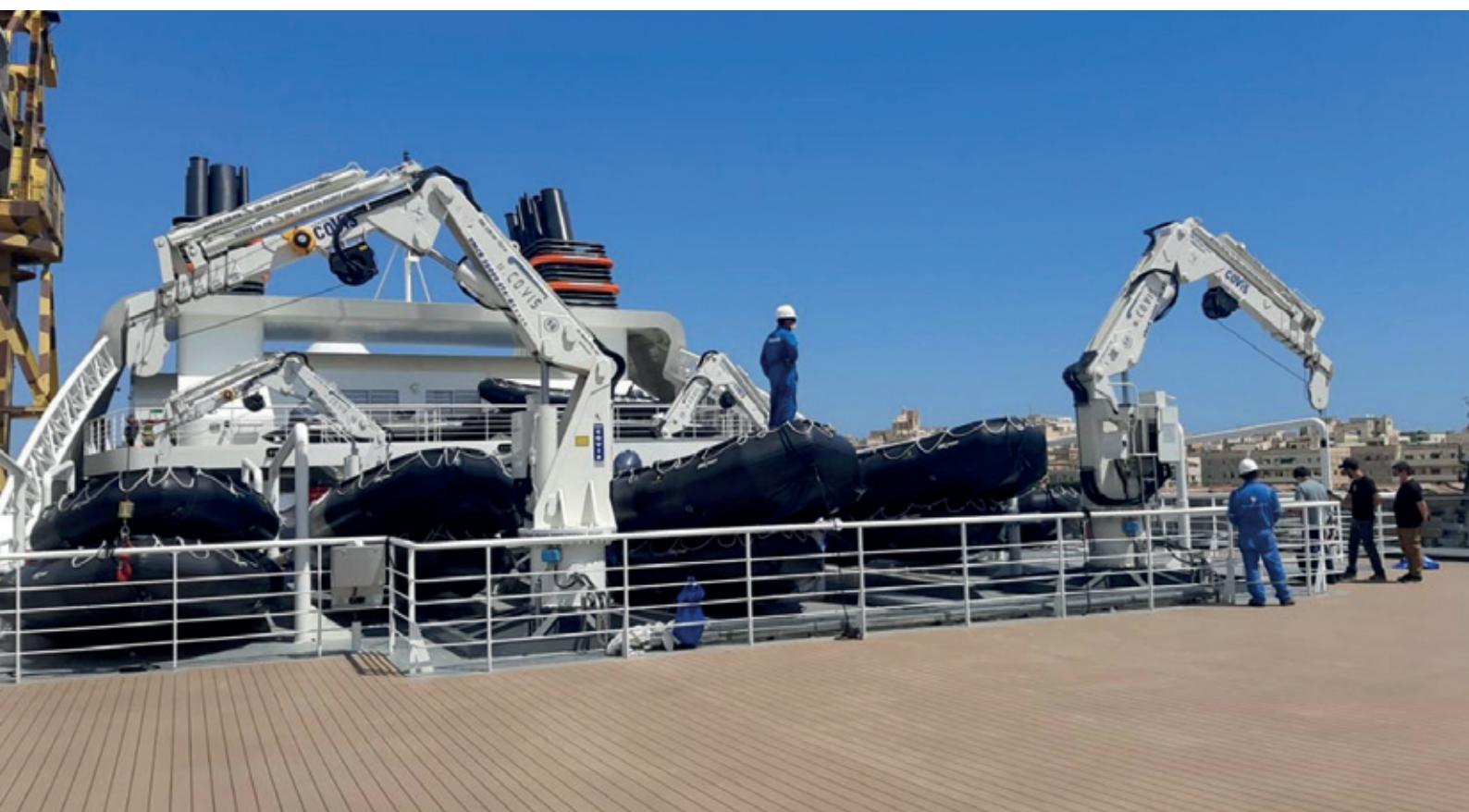
CO.VIS., única de este sector en el sur de Italia, ha visto un crecimiento gradual que le ha llevado a expandir su mercado hasta el ámbito internacional. Gracias a la calidad de los productos ofrecidos, la empresa ha sabido adaptarse a las diversas demandas del mercado, diseñando soluciones a medida para

sus clientes y consiguiendo insertarse en nichos de mercado extranjeros, que la han premiado por su capacidad de innovación y personalización.

Un episodio que ha despertado gran interés internacional fue la recuperación del barco albanés hundido en aguas internacionales en noviembre de 1997. La operación, seguida en directo por las televisiones de todo el mundo, representó un importante retorno de imagen para Nuova Covis, consolidando su reputación también fuera de las fronteras nacionales.

Sus equipos: clave en el reflotamiento del *Costa Concordia*

Otro capítulo significativo de la historia de CO.VIS. fue el suministro de sus equipos para el reflotamiento del *Costa Concordia*, que naufragó frente a la isla de Giglio. Sus



equipos participaron activamente en esta compleja operación, demostrando una vez más la calidad, robustez y precisión de sus productos en situaciones de gran relevancia internacional. La participación en la recuperación del Concordia reforzó su papel de líder en el sector marítimo y portuario.

La sostenibilidad como valor fundamental

En los tiempos actuales, la sostenibilidad es un tema esencial y CO.VIS. ha mostrado su compromiso en este ámbito desde sus inicios. Han sido una de las primeras empresas del sector en incluir el Balance de Sostenibilidad, monitorizando y mejorando continuamente el impacto ambiental de sus actividades. Esto les ha permitido no solo responder a los desafíos ecológicos modernos, sino también anticipar las necesidades de un mercado cada vez más sensible a las cuestiones medioambientales. Su compromiso con la sostenibilidad también se refleja en el diseño y la fabricación de las máquinas, que están diseñadas para ser cada vez más eficientes y con un bajo impacto ambiental.

Calidad y certificaciones

CO.VIS. se distingue por el compromiso con la calidad y la seguridad de sus productos, certificándose con la prestigiosa norma UNI EN ISO 9001 y el RINA, un reconocimiento que atestigua el alto nivel de fiabilidad y competencia alcanzado por la empresa. CO.VIS. no se limita, sin embargo, a organismos de certificación italianos, ya que colabora con las principales sociedades de clasificación del mundo, como Bureau Veritas, ABS, Lloyd's Register y muchos otros. Además, el proceso de producción de las grúas está totalmente informatizado, lo que garantiza una optimización continua de los procesos de trabajo y una mayor trazabilidad de los componentes.

La importancia del “Made in Italy”

Un aspecto fundamental que siempre ha caracterizado a CO.VIS. es el orgullo de producir equipos marítimos y portuarios de alta calidad y “Made in Italy”. Cada producto creado por Nuova Covis lleva consigo el valor de un arte manufacturero que hunde sus raíces en la tradición italiana, sinónimo de excelencia, precisión y atención al detalle.

El “Made in Italy” es un símbolo de fiabilidad, creatividad y alta tecnología, que confiere a los productos Nuova Covis una garantía adicional de calidad reconocida internacionalmente. En un mercado global cada vez más competitivo, la empresa ha sabido mantener y valorizar su identidad italiana, uniendo la innovación y las tecnologías avanzadas a la tradición artesanal de nuestro país.

A diferencia de los competidores, CO.VIS. es capaz de diseñar su producto de manera personalizada, hasta el más mínimo detalle, según las peticiones del cliente.

La fuerza de la tradición y la innovación

Hoy en día, CO.VIS. es un punto de referencia en el sector del equipamiento marítimo y portuario, gracias a la capacidad de combinar la larga experiencia de su fundador con la visión innovadora de las nuevas generaciones. La empresa ha sabido crecer sin perder nunca de vista la calidad y la personalización de sus productos, manteniendo una fuerte atención a las necesidades específicas de su clientela.

En un sector en continua evolución, la CO.VIS. sigue siendo un ejemplo de excelencia, crecimiento e innovación, preparada para responder a los desafíos del futuro con la misma pasión y compromiso que han caracterizado su larga historia.

Encuentro con la Mar: “Industria Auxiliar: Retos y oportunidades de futuro ante el nuevo escenario internacional proteccionista”

**Moderadores:**

Fernando Robledo. Director técnico del CME.

Vicent Capel. Director de operaciones del CME.

Intervenciones:

Alejandro Zorzo. Ingeniero Naval y Oceánico.

Marine Market Manager – Marine & Ports Division.

Carlos Campoy. CEO de ABANCE Ingeniería y Servicios, SL.

Javier Gamundi. Ingeniero Técnico Naval. Presidente de Frizonia.

Daniel Hernanz. Ingeniero Naval. CEO Ghenova.

José Cuenca. Ingeniero Industrial. Director General, Consejero y Accionista de VULKAN Española.



aquí puede ver la grabación

El Clúster Marítimo Español (CME) celebró un nuevo Encuentro con la Mar, que congregó a diversos representantes del sector para analizar el impacto del nuevo escenario internacional proteccionista en la industria marítima. El evento, moderado por Vicente Capell, director operativo del CME, y Fernando Robledo, director técnico del CME, exploró los desafíos y oportunidades de futuro en este contexto.

La jornada contó con la participación de destacados ponentes José Ignacio Cuenca de Vulkan, Javier Gamundi de Frizonia, Daniel Hernanz de Ghenova (presentes), y Alejandro Zorzo de ABB junto a Carlos Campoy de Abance (conectados online).

Cada participante ofreció su visión particular sobre cómo este entorno afecta a sus respectivas organizaciones.

Desde la perspectiva de ABB, Alejandro Zorzo, marine manager de ABB en España, describió a la empresa como un «gigante tecnológico» con presencia en más de 100 países, incluyendo fábricas en China y Estados Unidos, lo que la sitúa de lleno en el análisis de los cambios geopolíticos y las cadenas de suministro. Señaló que los servicios de ingeniería de ABB, al no pasar por aduanas, no se han visto afectados por los aranceles hasta la fecha. Explicó que trabajan a menudo de forma remota, conectados a los servidores de los clientes, lo que permite mantener costes locales y desplazar personal solo cuando es necesario. Comentó la dificultad de entrar en el sector de defensa en Estados Unidos y la exploración de la posibilidad de montar una oficina en ese país.

A continuación, Carlos Campoy, consejero delegado de Abance, presenta la trayectoria de Abance, una empresa familiar española con 31 años de experiencia en ingeniería naval, que ha evolucionado desde la construcción civil hasta proyectos de defensa. Detalló su expansión internacional y su especialización en diversas áreas de la ingeniería, destacando colaboraciones con la Guardia Costera de EE.UU. y Arabia Saudí. Subrayó las oportunidades y desafíos del mercado estadounidense, marcado por la escasa inversión tecnológica y la pérdida de experiencia en el sector. También resaltó el potencial de crecimiento en EE.UU. tras cambios en su política industrial, así como la ventaja competitiva de su empresa por su experiencia y costes laborales. Concluyó defendiendo la necesidad de modernizar los astilleros y fomentar la formación técnica mediante alianzas con universidades.

José Ignacio Cuenca, director general de Vulkan España, presentó al grupo Vulkan como una empresa familiar con 136 años de historia, con seis fábricas y 15 filiales, presente en más de 20 países y con una parte mayo-

ritaria de su negocio centrada en la aplicación marina. Destacó la volatilidad de la moneda, mencionando una reciente y sorprendente leve reducción en el precio del dólar frente al euro, a pesar de haber asegurado cambios, y cómo los seguros de cambio pueden tener costes si la variación es muy grande. Resaltó la importancia para las empresas con localización en Estados Unidos de la exención arancelaria para productos con un 20% de contenido local americano. Subrayó que la gestión de proyectos internacionales ahora «cobra un peso y un valor muy interesante», requiriendo «mucha más precisión y con más análisis». Percibió una contradicción en el escenario estadounidense, donde se limita la importación pero al mismo tiempo se necesita capacidad externa.

Javier Gamundi, presidente de Frizonia, repasó la evolución de Frizonia desde los servicios de reparación hasta la fabricación e instalación de sistemas de climatización naval, destacando la importancia de gestionar el riesgo cambiario en operaciones en dólares. Señaló las dificultades de acceso al mercado estadounidense y la apuesta por relaciones con armadas latinoamericanas. Analizó la volatilidad del entorno actual, condicionado por factores políticos y la rivalidad entre EE.UU. y China, y defendió la colaboración local y la diversificación de mercados como estrategias clave. Subrayó también la necesidad de invertir en tecnología y talento, a pesar de las limitaciones del apoyo institucional, y promovió las alianzas estratégicas para impulsar la innovación compartida a nivel nacional y europeo.

En el turno de Ghenova, intervino Daniel Hernanz, director de Ghenova SIMAN, que expuso la dimensión internacional de la empresa, con más de 1.000 empleados distribuidos en regiones clave como Estados Unidos, Brasil y Colombia. Subrayó su modelo de negocio basado en servicios de ingeniería sin producción

propia, lo que les permite equilibrar recursos y costes globalmente. Destacó las dificultades de operar en EE.UU. debido a políticas proteccionistas, así como los retos derivados de la inestabilidad geopolítica mundial. Analizó la falta de agilidad en los procesos de contratación de defensa en Europa frente a países como China, a pesar del aumento del gasto militar. También mencionó oportunidades y desafíos en sectores como petróleo y gas —con proyectos destacados como la conversión de un VLCC en un FPSO—, cruceros y superyates, donde crecen las demandas tecnológicas. Finalmente, destacó el impulso de proyectos europeos de defensa colaborativa y el auge del sector digital vinculado a la vigilancia y la gestión de datos como respuesta a la actual coyuntura internacional.

Tras las ponencias se dio paso a un interesante debate con el público asistente sobre

los diferentes aspectos tratados en la jornada y comentados por los ponentes, destacando la intervención de Alfredo Pardo, presidente del Instituto Marítimo Español, que aportó una matización sobre la capacidad naval de Estados Unidos. Contrariando una posible percepción sobre el dominio chino, citó un artículo que afirma que la Marina de Guerra de Estados Unidos mantendrá una capacidad superior a la suma de todas las demás marinas de guerra del mundo hasta el año 2030 o 2050. Mostró un gran respeto por la historia de la construcción naval americana, recordando la rápida construcción de buques como los Liberty y T2 durante la Segunda Guerra Mundial, y cómo se enseñó a soldar a mujeres en aquella época. Concluyó señalando que el sector marítimo español está «disperso completamente» y que es necesario «trabajar lo más unidos posible» y «empezar pronto».

Diseñadores y fabricantes de equipos para buques.



in FERRI

info@ferri-sa.es

www.ferri-sa.es

+34 986 468 201

MAQUINARIA ESPECIALIZADA



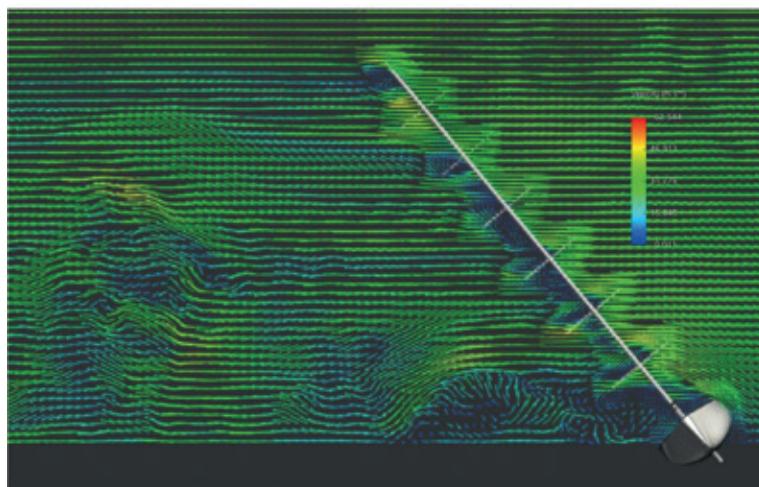
Large sailing yachts bare mast CFD heeling analysis

Part one:

Effect on the stability of a strong transverse gust being the vessel without the sails set

Juan Manuel López Vázquez, Merchant Marine Officer & Naval Architect

Guillermo Gefaell Chamochín, MSc Naval Architecture & Marine Engineering



Index

A.- CFD study

- A.1.- CFD reference system
- A.2.- Pressure centers and their projections according to lines of force
- A.3.- Aerodynamic coefficients C_y , C_z , lateral resistance centers (C_{rl}), centers of pressure (C_{op}), forces, heeling arms and moments
- A.4.- Aerodynamic coefficient curves
- A.5.- Comparison of heeling arms for high wind speeds
- A.6.- Forces and heeling moments of the spreaders

B.- Stability study

- B.1.- Righting arm curve for the load condition considered
- B.2.- Comparison of heeling versus righting arms
 - B.2.1.- Wind of 30 m/s (58.32 Kt, 108 km/h)
 - B.2.2.- Limit wind by dynamic heel
- B.3.- Evolution of stability with the wind (with spreaders)

C.- Conclusion of the effect of spreaders

Summary

In August and September 2024, the authors carried out a technical study on what could have been the causes of the fast sinking of a luxury yacht in Sicilian waters, happened in August 19, 2024.

To this end, the authors used what they considered the most reliable among the scarce, incomplete and confusing sources of information about the accident that could be found on the internet at that time. The study was published in the journal Ingeniería Naval in its number 1037, of the very same month of September.

Along that work, when running the CFD program using separate and approximate models of hull and mast (including boom and the three jibs rolled in their stays), it was found the curious effect that the mast spreaders generated a not large but significant component of vertical upward thrust, in addition to the heeling one, a phenomenon about which the authors had not heard or thought about it. This component makes physical sense because it's the same one that a kite experiences when flying. Once hull and mast were run separately, results were added

together to calculate the heeling moments that were generated at different wind speeds and heel angles.

It was found that the yacht could have been able to list dynamically to starboard to about 45 degrees under the sudden effect of a port wind gust of about 54 knots and up to about 75 degrees with one of about 60 knots. As around 42-43 degrees the notorious ventilation and extraction openings for the lazaretto and engine room were reached, located on the hull sides and the cabin-lounge/dining room sides respectively, water could have entered massively at a rate of almost one ton per second in case they were submerged one meter underwater. If the strong downburst kept the yacht lying down for a couple of minutes, the flood could have flooded the engine room, the lazaretto aft of it, and after their flooding reach the staircase going down to the cabins deck, flooding massively the vessel thus causing the sinking.

To study in more detail the surprising fact that a yacht of such size and importance had sunk in a very short time, we decided to do a more detailed study, this time generic, for yachts of similar concept and size, modeling a hull with folding daggerboard, very high mast, mainsail furled into the boom and staysails rolled in their forestays, calculating the effect of a very intense downburst of wind hitting transversely on the vessel with the daggerboard raised, and specifically contemplating the effect of the spreaders, the speed of the dynamic heeling and the process of flooding of the spaces under deck until the sinking happens, all with the help of suitable CFD programs.

Such downbursts may last for several minutes and reach horizontal speeds of up to 80 knots or more.

The CFD was run for the mast with and without spreaders although of course it is not possible for a mast of these characteristics not to have them, but we wanted to know the spreaders contribution to the capsizing. Such a study requires many hours of computation, as the hull shading the mast through the heeling process produces a highly disturbed wind with the complexity of flow lines that this entails.

This must be done in both cases, with and without spreaders. For this reason, and in order not to eternalize calculations, the study was limited to four isocarene floatations at 0 – 30 – 50 and 75 degrees of heel and four wind speeds, 10, 25, 30 and 40 m/s (19.4 – 48.6 – 58.3 and 77.8 knots).

Over 75 degrees the turbulence that the hull already makes on the mast is so great that the calculations are eternalized and precision declines.

Up to 32 (16+16) studies using a RANS ($k-\epsilon$) method were run for the aerodynamic study, some of which exceeded 80 hours of computation. The flooding process was simulated by the Lattice Boltzmann algorithm (LBM D6Q27) which, from our experience, works better for free surface models.

The static and dynamic stability curves for the assumed Motoring condition were determined by estimating the displacement and position of the center of gravity.

The moments and the heeling arms that are produced by the action of the wind were calculated and the curves of heeling arms corresponding to each wind speed considered were drawn, and from them the dynamics, all of which were superimposed to the righting curves to find the equilibrium

angles. Once determined the lists and their timing that could be reached dynamically, the flooding that would occur through the ventilation openings and the main staircase to the lower deck were studied, calibrating the floodable spaces and determining the times in which such flooding occurs.

It was found that the model with mast and spreaders in a 60.5 knots wind (about 112 km/h) not uncommon in the downburst of a strong storm, produced a dynamic heel of more than 65 degrees and that from that angle there is no reserve of energy left between the dynamic heel and righting curves for the vessel to right up again, so the heeling can easily increase until it reaches a complete 90-degree list, thus submerging all the flooding openings on the sides and soon the staircase leading down to the lower deck, producing a catastrophic flooding in a very short time. Contrary to this, in the hypothetical case of not having spreaders, just about 45 degrees of heel would be dynamically reached and there would still be enough righting energy reserve for the ship to eventually raise up again, even if some water had entered through the engine room and lazaretto vents.

For this reason, we consider that the dynamic heeling effect of an intense transverse gust hitting the vessel when sails are not set should be taken into account for the design of large yachts and sailing vessels with high masts and multiple floors of spreaders, studying the angle of heel produced and its impact on the positions of the flooding openings as an additional condition to the study of the dynamic stability criteria contemplated in the sailing stability standards based on the MCA Large Yacht Code, when GZ curves in which the AVS is very close to 90 degrees or less.

This study has two parts, namely:

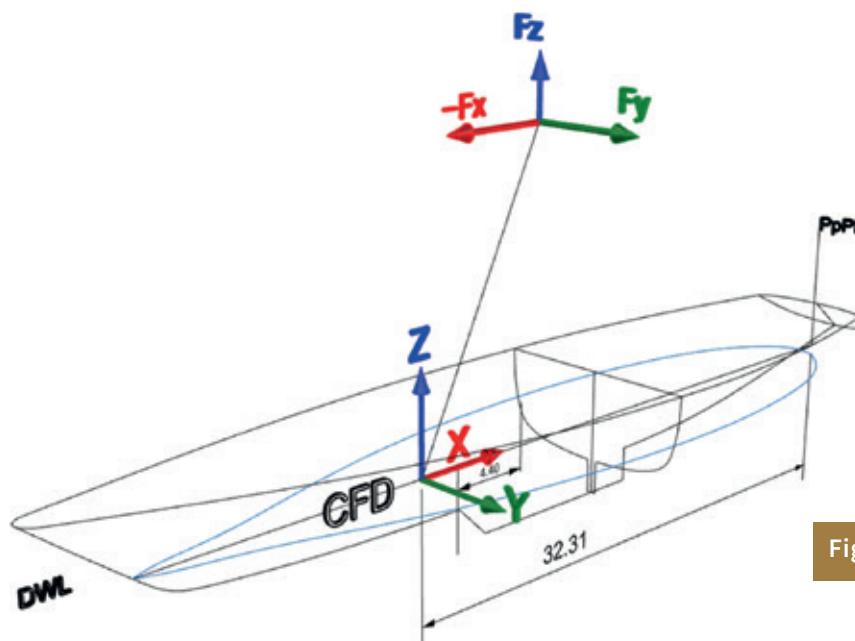
Part one: Effect on the stability of a strong transverse gust being the vessel without the sails set.

Part two: Flooding.

A.- CFD Study

A.1.- CFD reference system

The axes adopted for this study are considered to have the origin in the



longitudinal center plane, the flotation in the load situation and the extension of the line of the mast downwards, as shown in the figure 1.

A.2.- Pressure Centers and their projections according to lines of force

The centers of pressure (CoP) provided by the CFD are not physically on the object under study but outside it, so it is necessary to consider their projection following the line of action of the resulting force, as seen in the figure 2.

We are only interested in the "y" and "z" components that provide transverse heeling moments. For simplicity we will not consider the "x" components that act in a longitudinal direction, although of course they change the trim of the ship.

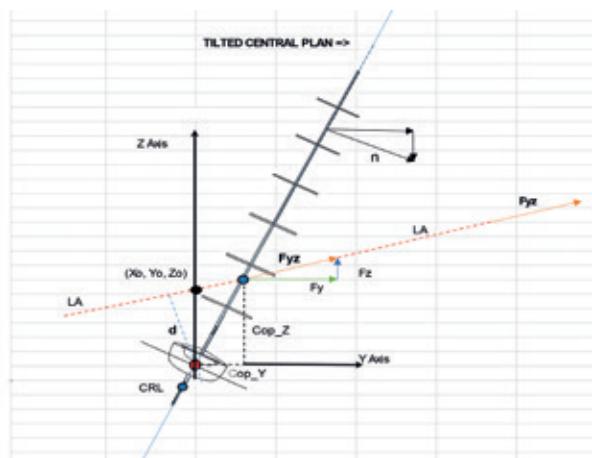


Figure 2

A.3.- Aerodynamic coefficients Cy, Cz, lateral resistance centers (CRL), centers of pressure (COP), forces, heeling arms and moments

With the help of the CFD program we first calculate the aerodynamic coefficients of force Cy and Cz for the hull plus mast

with and without spreaders for each wind speed we have considered, 10, 25, 30 and 40 m/s (19.4, 48.6, 58.3 and 77.8 knots) and heels of 0, 30, 50 and 75 degrees, as we said. Of interest for this study are higher wind speeds, the ones that can induce a knockdown.

Air density and kinematic viscosity considered:

dens 15°C	1,225	kg/m ³
visk cinem.	0,0000147	m ² /s

The small number of sampling points makes us calculate the average value of the coefficients to be applied for each heel by double interpolation, instead of by the Reynolds number.

We also calculated the centers of pressure (COP) for these same heels and wind speeds, the lateral hull resistance centers for each heel (CRL) and the areas projected to the wind of the hull plus mast and rigging assembly (A).

Lateral resistance centers				
MODELOS coordenadas de CRL datum CFD				
Isocarena Escoras	Superficie Proyectada	CRLx	CRLy	CRLz
0	319,42	6,796	0,000	-1,414
30	431,62	8,177	-0,736	-1,276
50	431,52	11,974	-1,771	-1,486
75	398,1	11,923	-5,777	-1,548

Table 1

The forces exerted for each speed and heel are determined, as well as the distances between the COPs and the CRLs, which allow us to calculate the moments and the heeling arms corresponding to such moments for the regulatory Departure of Port load condition considering isocarena heeling.

CON CRUCETAS

ESCORAS	Viento m/s	10	25	30	40	Viento m/s	10	25	30	40
	Viento Km/h	36	90	108	144	Viento Km/h	36	90	108	144
	Viento kt	19,4	48,6	58,3	77,8	Viento kt	19,4	48,6	58,3	77,8
0	Force (X)	-178,3	-1930,8	-3187,3	-5917,9	Cy	0,963	0,981	0,982	0,985
	Force (Y)	18842,4	119978,4	172840,3	308257,4	Cz	-0,211	-0,308	-0,329	-0,352
	Force (Z)	-4136,4	-37615,2	-57883,4	-110197,6	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (X)	382065,9	2376201,3	3418309,8	6080068,4	CoPy	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	44808,5	297623,3	430383,3	802822,9	CoPz	21,691	21,219	21,191	21,138
	Torque (Z)	-20749,3	-128064,9	-178009,0	-323269,7					
30	Force (X)	136,0	814,9	1145,9	2088,6					
	Force (Y)	19697,4	123054,2	177300,9	315491,0	Cy	0,745	0,745	0,745	0,746
	Force (Z)	-382,5	-2322,8	-3654,6	-6671,8	Cz	-0,014	-0,014	-0,015	-0,016
	Torque (X)	277811,3	1735450,2	2500404,0	4451502,2	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-47997,9	-302308,7	-432250,1	-766811,5	CoPy	10,262	10,264	10,256	10,257
	Torque (Z)	-60947,5	-380031,7	-550564,7	-977244,3	CoPz	15,223	15,227	15,212	15,215
50	Force (X)	144,1	1058,1	1110,6	2578,6					
	Force (Y)	19620,8	112843,9	159490,7	294820,9	Cy	0,742	0,683	0,670	0,697
	Force (Z)	90,3	-2927,0	-7207,7	-4158,0	Cz	0,003	-0,018	-0,030	-0,010
	Torque (X)	177972,1	1025052,5	1466556,3	2680439,5	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-62145,9	-411166,2	-565566,6	-1068465,7	CoPy	12,116	11,748	11,645	11,903
	Torque (Z)	-111375,9	-631084,7	-911439,2	-1662565,4	CoPz	10,607	10,297	10,211	10,428
75	Force (X)	416,1	2590,0	3725,5	6653,8					
	Force (Y)	17595,2	110074,1	158682,4	281921,8	Cy	0,722	0,722	0,723	0,723
	Force (Z)	-1270,4	-7964,6	-11530,4	-20612,5	Cz	-0,052	-0,052	-0,053	-0,053
	Torque (X)	44475,4	278475,4	400113,1	711833,0	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-44848,6	-281607,1	-404610,5	-719974,0	CoPy	7,846	7,849	7,818	7,818
	Torque (Z)	-140184,0	-877899,3	-1265452,0	-2249062,3	CoPz	3,539	3,540	3,532	3,532

Table 2

SIN CRUCETAS

ESCORAS	Viento m/s	10	25	30	40	Viento m/s	10	25	30	40
	Viento Km/h	36	90	108	144	Viento Km/h	36	90	108	144
	Viento kt	19,4	48,6	58,3	77,8	Viento kt	19,4	48,6	58,3	77,8
0	Force (X)	-263,1	-2658,0	-4206,2	-7692,2	Cy	0,965	0,980	0,984	0,986
	Force (Y)	18870,0	119869,0	173255,5	308726,9	Cz	-0,214	-0,326	-0,363	-0,360
	Force (Z)	-4191,1	-39891,7	-63921,8	-112765,0	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (X)	384775,8	2395541,3	3443383,0	6131142,4	CoPy	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	36888,5	259094,3	401980,4	693760,1	CoPz	20,391	19,985	19,875	19,859
30	Force (X)	39,5	271,5	385,5	652,7					
	Force (Y)	19315,0	120762,6	173859,7	309117,1	Cy	0,731	0,731	0,731	0,731
	Force (Z)	-1049,5	-6429,1	-9246,3	-15415,2	Cz	-0,040	-0,039	-0,039	-0,036
	Torque (X)	274566,0	1718524,8	2473794,3	4405069,6	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-51550,0	-323001,9	-466778,5	-838775,6	CoPy	7,958	7,971	7,970	7,997
	Torque (Z)	-61120,8	-380367,8	-547797,2	-966596,5	CoPz	13,783	13,806	13,805	13,852
50	Force (X)	142,2	824,6	585,2	1307,5					
	Force (Y)	16454,2	108331,0	150045,4	264898,7	Cy	0,623	0,656	0,631	0,626
	Force (Z)	-1770,0	-7443,6	-16667,9	-27116,0	Cz	-0,067	-0,045	-0,070	-0,064
	Torque (X)	159726,1	990632,3	1453845,9	2580395,4	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-55860,5	-386899,9	-492129,6	-929279,3	CoPy	10,254	10,073	10,197	10,347
	Torque (Z)	-88356,3	-616378,1	-845353,3	-1494470,5	CoPz	8,604	8,452	8,557	8,682
75	Force (X)	344,6	2154,7	3112,7	5455,9					
	Force (Y)	16658,1	104118,3	149968,3	264029,6	Cy	0,683	0,683	0,683	0,677
	Force (Z)	-1755,3	-10967,4	-15848,3	-27296,0	Cz	-0,072	-0,072	-0,072	-0,070
	Torque (X)	41420,2	258874,9	374985,0	673246,9	CoPx	0,000	0,000	0,000	0,000
	Torque (Y)	-43465,7	-272176,1	-391909,0	-701557,6	CoPy	6,661	6,661	6,692	6,667
	Torque (Z)	-142138,2	-888604,3	-1278772,3	-2227614,8	CoPz	1,785	1,785	1,793	1,840

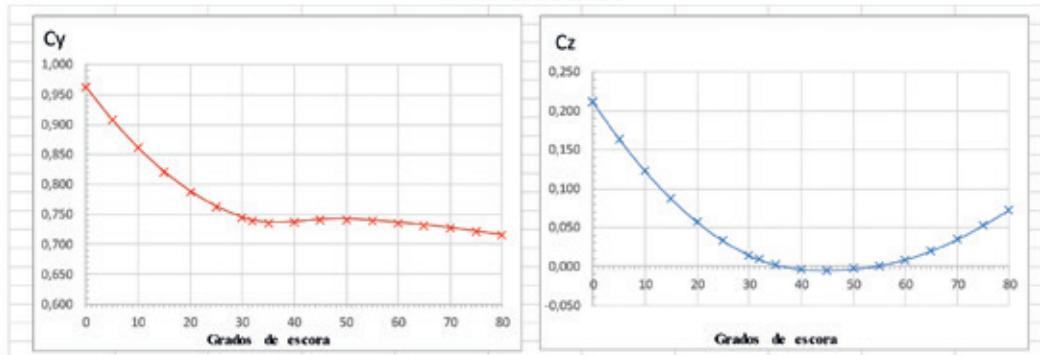
Table 3

To be able to superimpose the heeling arm curves on the righting arm curves and determine with some precision the cut-off points between them and with the axes, we proceed to interpolate values using cubic polynomial functions.

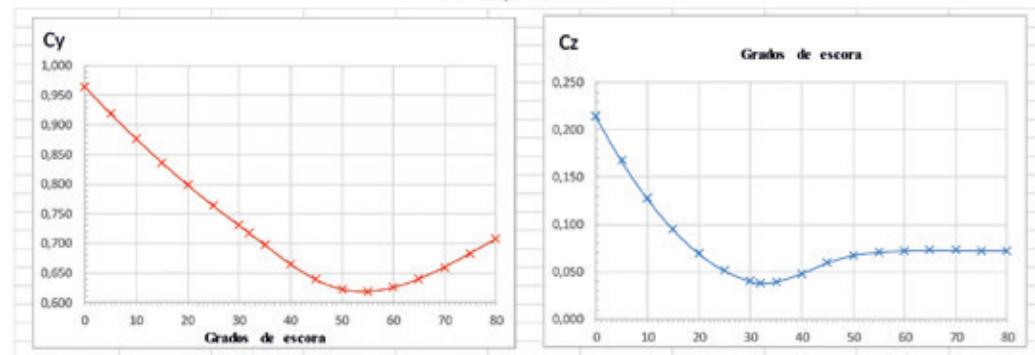
A.4.- Aerodynamic coefficient curves

With all the data obtained, we plotted the curves of the Cy and Cz aerodynamic coefficients for the different wind speeds considered. As an example, for 10 m/s and 30 m/s the graphs are:

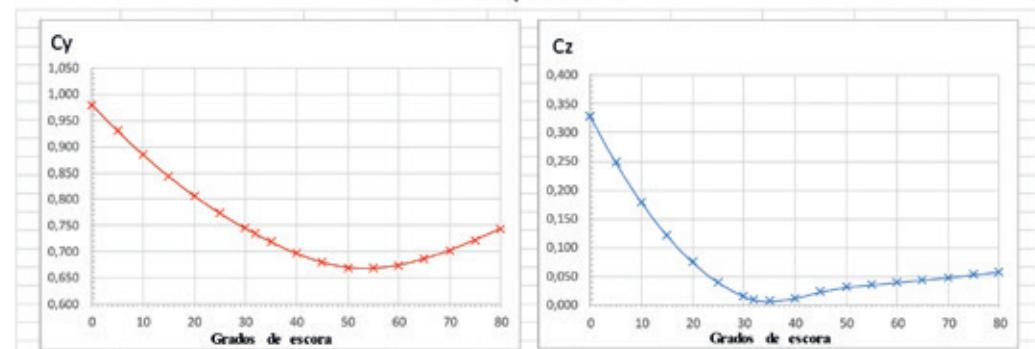
$V = 10 \text{ m/s}$
With spreaders



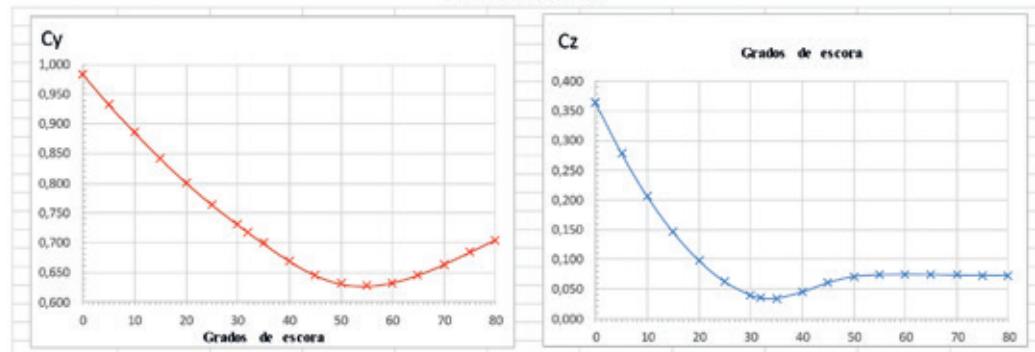
No spreaders



$V = 30 \text{ m/s}$
With spreaders



No spreaders



We see that for a speed of 10 m/s, C_z becomes slightly negative approximately between 35 and 55 degrees of heel when considering the spreaders, but as the wind speed increases it is already on the positive side, even if

it is by a very small amount. We also see how this C_z coefficient is generally higher (more positive) when there are no spreaders than when there are, that is, **the spreaders generate a certain upwards thrust**.

On the other hand, C_y is greater with spreaders than without them, which implies that the lateral component of the heeling force is greater when there are spreaders than when there are none, as was logical to suppose.

A.5.- Comparison of heeling arms for high wind speeds

Let's now look at the total effect on the heeling arms "Ha" for all the wind speeds considered. The main interest is in the stronger winds, those of 30 m/s and 40 m/s. We consider both components F_y and F_z with and without spreaders (the first column of Ha in the tables is with spreaders and the second without). See Table 4.

We see that there is always a positive difference, so there is always a heeling effect, as is logical since the small righting component of the spreaders is not enough to counteract the total heeling of the mast plus spreaders.

A.5.- Forces and heeling moments of the spreaders

For zero heel and 40 m/s of wind, the heeling moment with spreaders is 6951633.1 Nm, about 709 txm, and without spreaders 6567588.5 Nm, about 670 txm, i.e. the spreaders induce a moment of $709 - 670 = 39$ txm, almost 40 txm, 5.5% of the total moment of mast plus spreaders. As with spreaders the distance between the CRL and the COP is 22.551 meters to an upright ship, the force exerted on them is about $39/22.5 = 1.74$ tons. We can build a table for wind speed, moment and heeling force caused by the spreaders See Table 5:

With the vessel upright, a gust of about 30 m/s, i.e. about 60 knots, exerts a force on the spreaders of almost one ton, applied at a height of about 22.6 meters. In a similar way, we obtain the heeling moment for the different angles of heel and wind speeds, then allowing us to study what impact the spreaders have on the stability of the boat.

Heel°	V = 30 m/s		Diff 1 - 2
	Spreaders	No Spr.	
	Heel. Arm	Heel. Arm	
0	0,734	0,693	0,041
0,00	0,734	0,693	0,041
5,00	0,749	0,702	0,047
10,00	0,739	0,689	0,050
15,00	0,709	0,658	0,051
20,00	0,665	0,614	0,051
25,00	0,613	0,563	0,050
30,00	0,556	0,507	0,049
32,00	0,534	0,485	0,049
35,00	0,502	0,453	0,049
40,00	0,453	0,403	0,050
45,00	0,409	0,360	0,049
50,00	0,368	0,320	0,048
55,00	0,330	0,283	0,047
60,00	0,293	0,246	0,047
65,00	0,257	0,209	0,048
70,00	0,219	0,171	0,049
75,00	0,181	0,131	0,050
80,00	0,141	0,091	0,050

Heel°	V = 40 m/s		Diff 1 - 2
	Spreaders	No Spr.	
	Heel. Arm	Heel. Arm	
0	1,305	1,233	0,072
0,00	1,305	1,233	0,072
5,00	1,329	1,250	0,079
10,00	1,310	1,227	0,083
15,00	1,257	1,173	0,084
20,00	1,179	1,094	0,085
25,00	1,088	1,002	0,085
30,00	0,991	0,903	0,087
32,00	0,953	0,864	0,089
35,00	0,899	0,805	0,093
40,00	0,817	0,716	0,101
45,00	0,743	0,638	0,105
50,00	0,670	0,567	0,103
55,00	0,598	0,501	0,097
60,00	0,528	0,436	0,092
65,00	0,460	0,371	0,089
70,00	0,391	0,304	0,087
75,00	0,322	0,233	0,089
80,00	0,251	0,160	0,091

Table 4

Table 5

For Zero heel				
Wind m/s	Moment (Nm)	CRL-COP m	Force N	Force kgf
10	2388	21,804	1065	109
25	150428	22,632	6646	677
30	218684	22,604	9674	986
40	384044	22,551	17029	1736

B.- Stability study

B.1.- Righting arm curve for the load condition considered

We build a typical righting arm curve and its derived (dynamic curve), for an intermediate loading condition when motoring (daggerboard up), meeting the requirements of the Large Yacht Code of the British MCA, having an AVS lower than but close to 90°, considering a center of gravity of the boat in the necessary position for it. The center of gravity coordinates considered for a displacement of 543 tons are:

Table 6

Center of Gravity (m)		
LCG (aft)	TCG	VCG
2,533	0,000	5,751

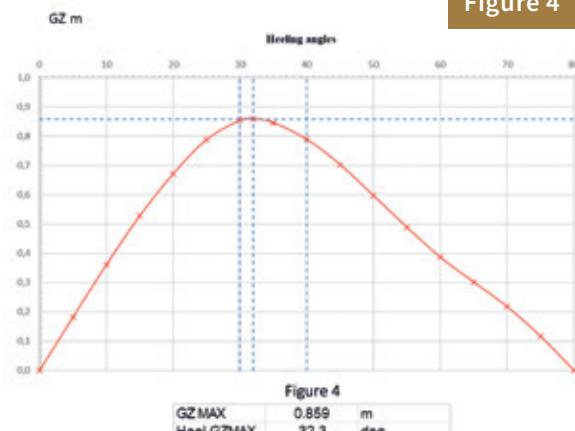
We deduce the following table:

MOTORING CONDITION CENTERBOARD UP DEPARTURE FULL LOAD CONDITION					
Draft	Trim deg.	Heel deg.	D	GZ	Area
4,057	0,21	0,00	543,00	0,000	0,000
4,030	0,19	5,00	543,00	0,182	0,008
3,958	0,13	10,00	543,00	0,361	0,032
3,839	0,03	15,00	543,00	0,528	0,071
3,669	0,10	20,00	543,00	0,671	0,123
3,446	0,26	25,00	543,00	0,788	0,187
3,183	0,41	30,00	543,00	0,854	0,259
3,077	0,47	32,00	543,00	0,859	0,287
2,896	0,55	35,00	543,00	0,846	0,334
2,587	0,88	40,00	543,00	0,789	0,405
2,253	0,82	45,00	543,00	0,703	0,471
1,892	0,97	50,00	543,00	0,597	0,528
1,503	1,13	55,00	543,00	0,489	0,575
1,103	1,29	60,00	543,00	0,387	0,613
0,702	1,41	65,00	543,00	0,302	0,643
0,296	1,54	70,00	543,00	0,218	0,666
0,315	1,67	75,00	543,00	0,117	0,680
0,692	1,74	80,00	543,00	0,000	0,685

Table 7

The righting arms curve is:

Figure 4



And the curve of areas:

DYNAMIC m x rad

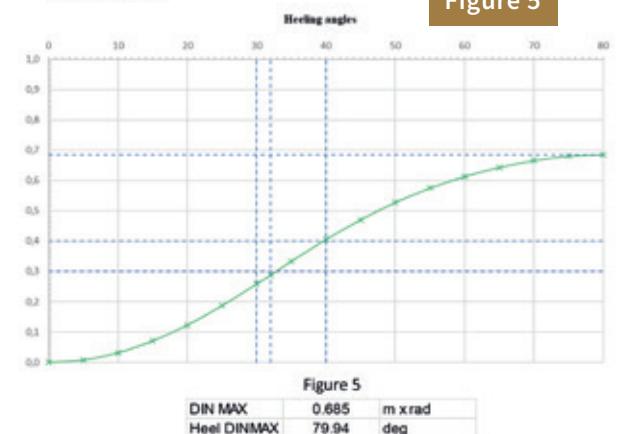


Figure 5

Checking compliance with the regulatory criteria:

	Criteria	Curve	COMPLIES
Area from 0 to 30 deg	> 0,055	0,2589	Yes
Area from 0 to 40 deg	> 0,900	0,4054	Yes
Area from 30 to 40 deg	> 0,030	0,1465	Yes
GZ for 30 deg	> 0,200	0,854	Yes
Angle from 0 deg to MaxGZ	> 25	32,00	Yes
GM Upright	> 0,150	1,972	Yes

Table 8

B.3.- Comparison of heeling versus righting arms

We now superimpose the heeling arms curves and the righting arms curve, with spreaders, for a wind speed of 30,0 m/s (58,32 knots, 108 km/h)

Color Code:

Blue	Righting
Orange	Heeling
Black	Difference

B.3.1.- Wind of 30 m/s (58.32 kt, 108 km/h)

Therefore, we see that with a 30 m/s wind the vessel would statically heel to 20.1°, but it can list dynamically up to 48°, an angle that exceeds the flooding angle of the large engine vents (43°) and the stern lazaretto (41°).

But there is still energy under the sum of the dynamic curves to right the vessel if the

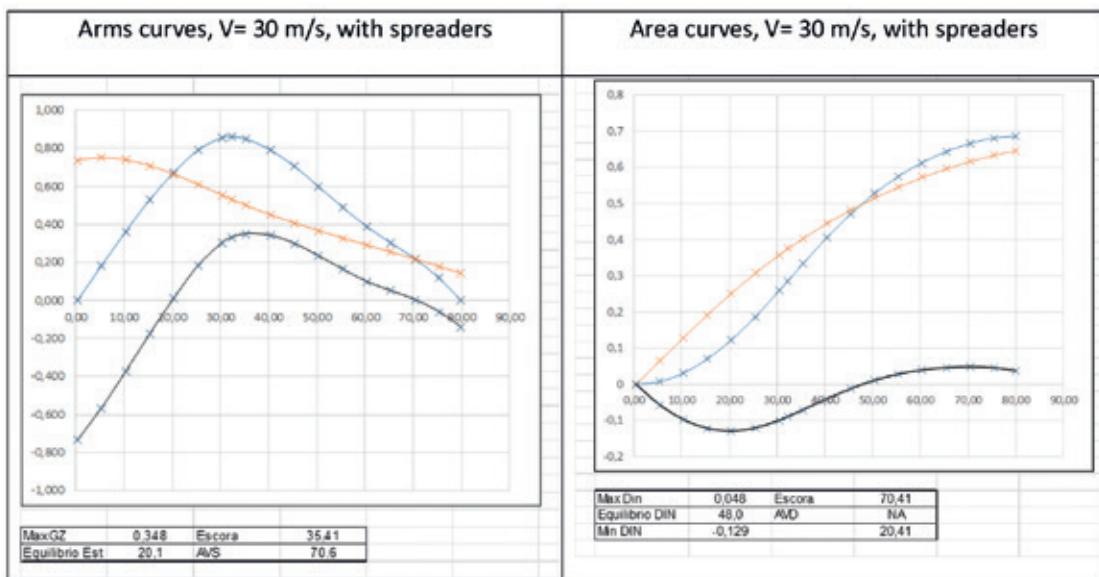


Figure 6

heeling time is short, thus not allowing a big amount of water to enter through the vents.

B.3.2.- Limit wind by dynamic heel

We now study what would be the minimum speed of a gust, enough to completely cancel out the righting capacity. This wind speed results to be:

$$VL = 31.1 \text{ m/s (60.5 kt, 111.96 km/h)}$$

The curves are:

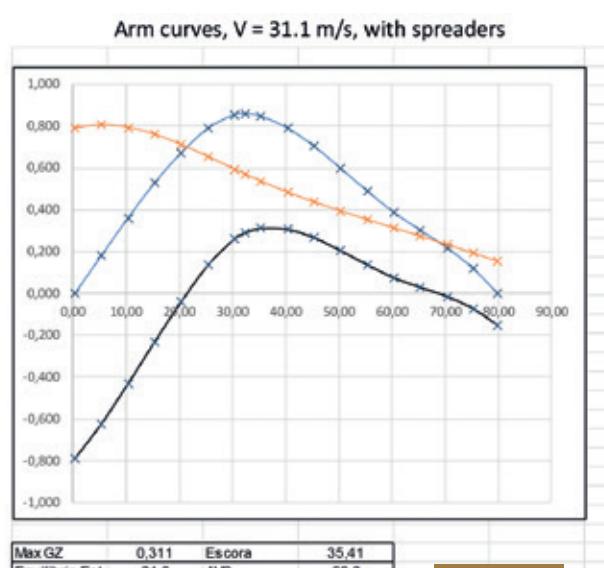


Figure 7

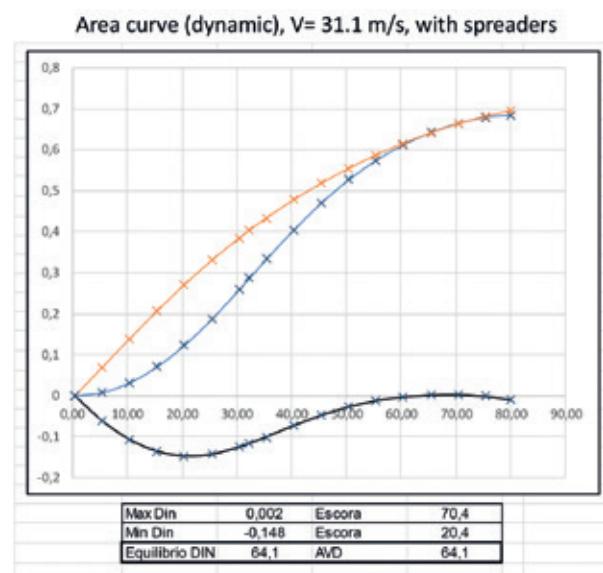


Figure 8

Therefore, a gust with a speed of only 1.1 m/s (2.18 kt, 4 km/h) higher than the 30 m/s before considered already nullifies the dynamic equilibrium at 64.1 degrees compared to 48.0 degrees at 30 m/s, a difference as big as 16.1 degrees, and having in fact a practically zero value from 60 degrees onwards.

And what would happen if there were no spreaders in this case?

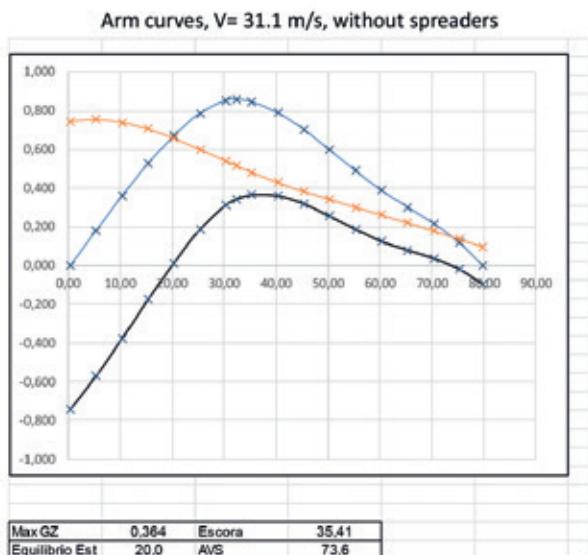


Figure 9

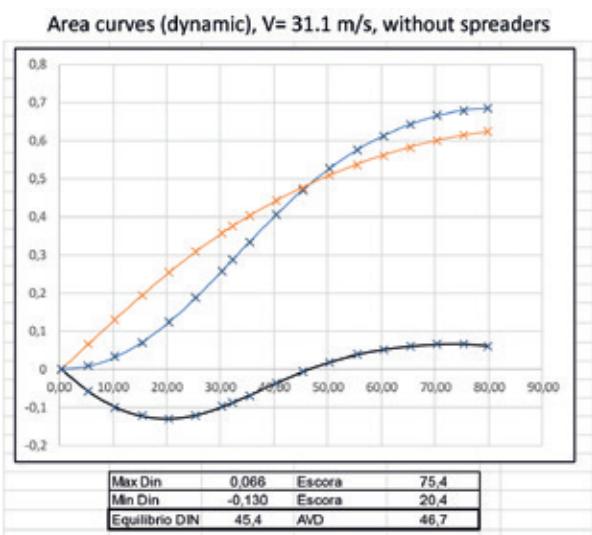


Figure 10

So, if there were no spreaders there would still be some energy remaining over 45,4 degrees, and the vessel may upright itself even if some water enters through the vents, behaving more or less like when under a speed of 30 m/s with spreaders.

Summarizing:

Limit wind speed $VL = 31,1 \text{ m/s}$ (60,5 kt, 111,96 km/h)

Configuration	With spreaders	No spreaders	Difference
Static heel angle, degrees	21,6	20,0	1,6
Dynamic equilibrium heel angle, degrees	64,1	45,4	18,7

We see the great difference there is in this case between the dynamic heel equilibrium considering or not considering the spreaders, while there is a very small difference in the static equilibrium.

B.4.- Evolution of stability with the wind (with spreaders)

With all the above we can draw curves that show us how the stability of the bare mast boat varies with the wind, the equilibrium angles, both static and dynamic, and the static angle of stability cancellation AVS.

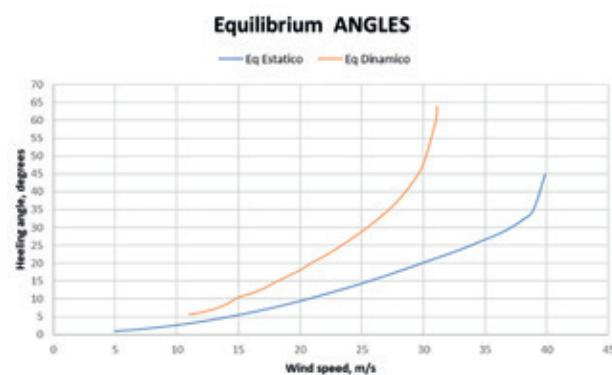


Figure 11

We see how the curve (orange) of the heel-righting dynamic equilibrium reaches the maximum of about 64 degrees of heel at 31.1 m/s, at which point there is no longer any reserve of energy left to right the ship and all the flooding points have been widely submerged, while if we consider the static equilibrium it is necessary to reach almost 40 knots of wind to reach the angles at which the flooding through the large ventilation openings.

The AVS reaches a minimum of about 30 degrees at 40 m/s

Table 9

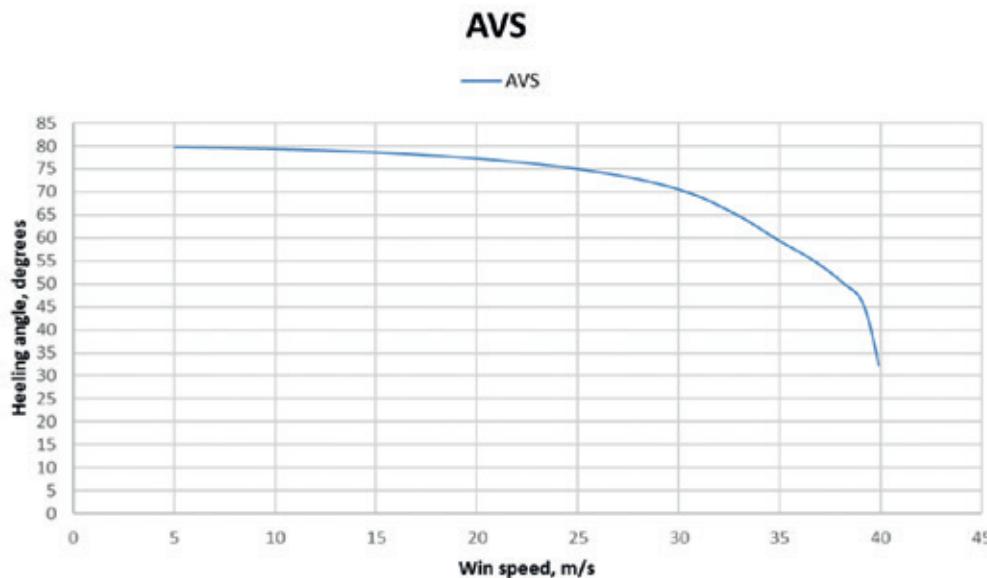


Figure 12

C.- Conclusion of the effect of spreaders

By doing a CFD analysis of the hull plus the rigging assembly (without considering the shrouds) and using an adaptive mesh, we have found that the spreaders do have a small righting component, which is less than what we had found for when calculating the mast separated from the hull in our first study, and that it has little impact on the total effect that the wind causes on them.

But we have found that the total effect that the spreaders ultimately have on the safety of the ship when it is hit by an intense and sudden gust of wind, is relevant.

In this simulation, considering the spreaders a wind of about 60.5 knots provokes a dynamical angle of about 64 degrees of heel, leaving the vessel without enough energy left to right itself.

The vessel will tend to “fall asleep” at that list and easily continue without major external forces until a full knockdown of 90 degrees, at which all flooding points are submerged

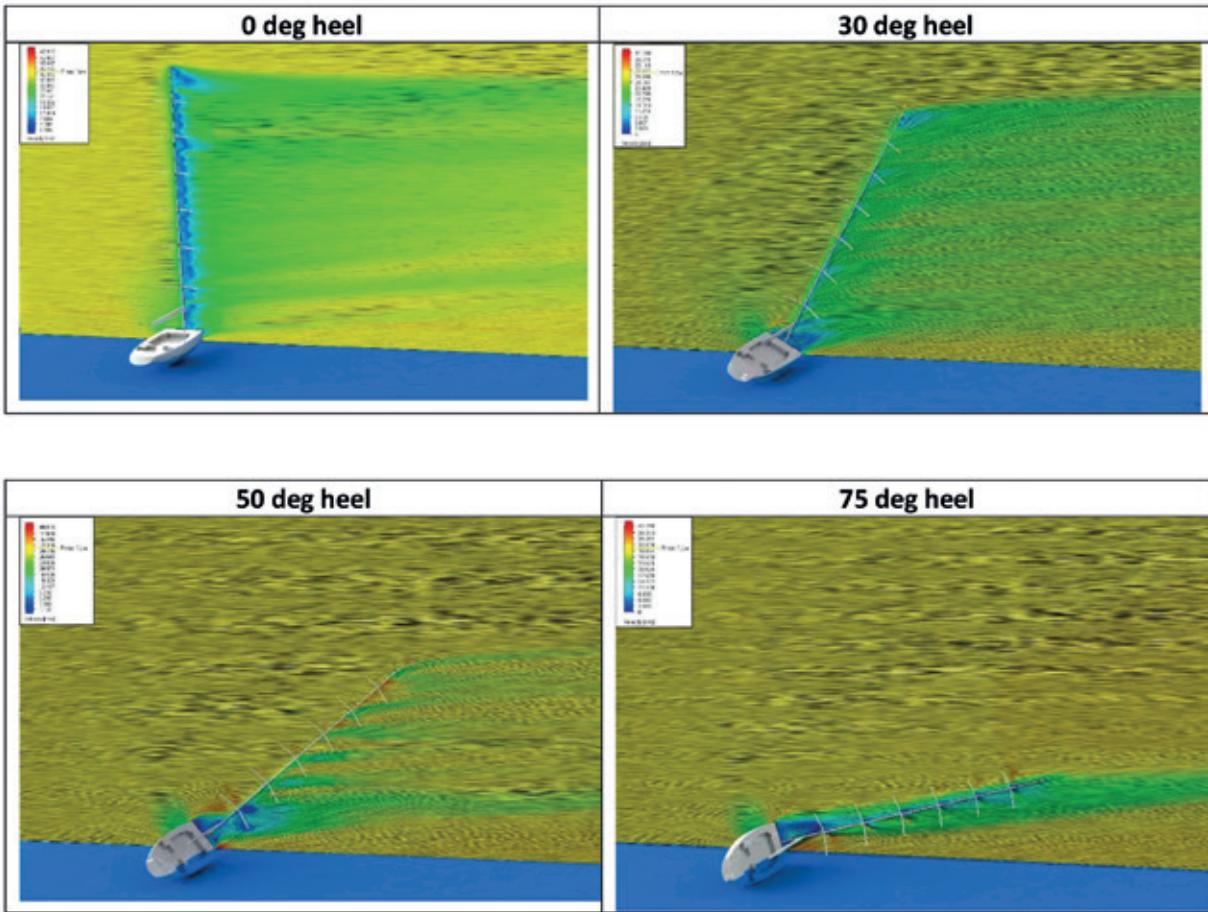
thus causing catastrophic flooding, as we will see in the next section.

However, if there were no spreaders - which of course is impossible because a mast of that height needs them - although it would dynamically list down to around 45 degrees of heel, there still would be enough energy reserve under the dynamic curves so that once the gust had passed, if it was of short duration, the boat would right again, even if some water had entered through the openings.

Summarizing

In our opinion, for this type of vessel the following should be considered:

Monohull sailing vessels with high masts, folding daggerboards, static stability curves with a maximum GZ of about 0.9 m or less at about 35 degrees, and AVS angles of less than 90 degrees, have a high risk that when under bare mast if they are transversely hit by a wind gust of 60 knots or more, it may cause an unrecoverable knockdown even if maintaining the watertightness condition. The stability of such vessels shall be studied



Images 1

for strong gusts when under bare mast and the whole of the rigging shall be considered, spreaders included.

CFD IMAGES: General wind speed: 31.1 m/s

The cutting plane considered in each heel for the velocity field is the one transverse to the mast.

In the upper left corner of each image there is its color code. Ctrl+click on each one to see it bigger.

Note: At the initial moments of heel, wind speed may reach up to around 60 m/s (117 kn) between the hull and the boom.

Considering that a 60,5 kn wind downburst will rise sprays of water from the sea surface, the impact of an accelerated wind loaded with water droplets could damage the windward windowpanes of the deckhouse, as well as the pressure drop created on its leeward side could break the windows there because that type of windows is not calculated to support suction. Something for further studies.

Navantia San Fernando celebra la botadura del patrullero de altura para la Marina Real de Marruecos



San Fernando (Cádiz), 27 de mayo de 2025.- El astillero de Navantia San Fernando en la tarde del martes 27 de mayo el acto de botadura del patrullero de altura que la compañía ha construido para la Marina Real de Marruecos.

El evento ha contado con la presencia de distintas autoridades como la alcaldesa de

San Fernando, Patricia Cava; la alcaldesa de Puerto Real, Aurora Salvador; la subdelegada del Gobierno en Cádiz, Blanca Flores; o el Jefe del Arsenal de Cádiz (ALARDIZ), vicealmirante Rubén Rodríguez Peña.

El director de Negocio de Corbetas y Buques de Acción Marítima, Alberto Cervantes, ha sido el encargado de dar la bienvenida a todos los asistentes.

Ha recordado la importancia de cumplir con éxito este encargo, al que le seguirán otros proyectos ya en cartera. También tuvo un emocionado recuerdo al que fuera su antecesor en el cargo, con el que se inició el programa de Marruecos, José Antonio Rodríguez Poch, al cumplirse un año de su fallecimiento.

Seguidamente tomó la palabra el representante de la Marina Real de Marruecos, el capitán de navío mayor, Mohammed El Fadili. En su alocución, destacó la importancia de este proyecto “como expresión de los profundos lazos de amistad y cooperación que unen a los Reinos de Marruecos y España en general, la Marina Real y el astillero de Navantia en particular”. A continuación, resaltó las características tecnológicas

de vanguardia, “que encarnan plenamente la ambición de la Marina Real de adquirir una flota eficaz, polivalente y duradera en el marco de la modernización de todas las Fuerzas Armadas Reales decidida por su Majestad el Rey Mohamed VI, para enfrentar los desafíos de seguridad marítima en constante cambio”.

Por último, el presidente de Navantia, Ricardo Domínguez, subrayó que el programa supone “no solo un hito constructivo, sino también la fortaleza de una colaboración que se consolida con el tiempo” y “testimonio del compromiso compartido entre España y Marruecos por la seguridad y la excelencia tecnológica”. Ricardo Domínguez ha agradecido el trabajo de la plantilla de Navantia y de la industria colaboradora en este “enorme esfuerzo y compromiso colectivo”.

Una vez finalizados los discursos, el director y el representante de la Marina marroquí, Alberto Cervantes y Mohammed El Fadili, pulsaron el botón que activó el mecanismo y por el que el patrullero se deslizó por la grada número 3 hasta el mar.

El patrullero, que es la construcción número 565 de Navantia San Fernando, tiene una eslora de 87 metros y una manga total de 13, y podrá disponer de una dotación de 60 personas a bordo. Su construcción ha supuesto para el astillero y su industria colaboradora más de un millón de horas de trabajo y alrededor de 1.100 empleos entre directos, indirectos e inducidos durante tres años.

La construcción de este patrullero para Marruecos incluye además un paquete de apoyo técnico-logístico (piezas de repuesto, herramientas y documentación técnica), incluyendo servicios de formación técnica para el personal de la Marina Real Marroquí en España.

El patrullero es una solución que garantiza largos periodos de despliegue en la mar con unos costes de operación y ciclo de vida muy reducidos. Para ello, el diseño de sus sistemas tiene como objetivo mantener la operabilidad, mantenibilidad y fiabilidad con una dotación reducida.



Los nuevos remolcadores a metanol de Kotug eligen propulsores Schottel



El Proyecto de Expansión de Trans Mountain («TMEP») es una ampliación recientemente terminada de un oleoducto de 1.180 kilómetros, que transporta crudo y productos refinados desde Edmonton (Alberta) hasta la costa de Columbia Británica (Canadá), en las Terminales Westridge de Burnaby. El sistema ampliado de oleoductos tiene una capacidad incrementada de 890.000 barriles diarios, lo que supone un aumento significativo de las exportaciones de crudo por barco.

Basados en el diseño de la firma Robert Allan Ltd., el RASalvador 4400-DFM, los nuevos remolcadores de la compañía canadiense Kotug estarán equipados con hélices timón Skydrive-M.

Estos remolcadores, bautizados como *SD Aisemaht* y *SD Qwiyaanitsa Sarah*, están en la última fase de construcción en el astillero turco de Sanmar. Está previsto que para finales de este 2025 sean entregados y presten servicio al proyecto canadiense de expansión Trans Mountain (TMEP) ejerciendo de escolta a los petroleros desde el puerto de Vancouver hasta el océano Pacífico a través de las rutas comerciales del mar de los Salish.

Estos remolcadores necesitan de un sistema propulsivo que ofrezca un gran tiro a punto fijo, y por ello se equiparán con dos hélices timón tipo SRP 710 de Schottel. Estas unidades combinan estas unidades SRP orientables 360 grados, tracción a punto fijo con



una alta eficiencia de propulsión y proporciona a los buques una excelente capacidad de maniobra. Además, cada uno de los remolcadores estará equipado con una hélice transversal tipo STT 170 de Schottel.

Estas unidades podrán alcanzar los 14 nudos de velocidad máxima y un tiro a punto fijo de más de 120 t, convirtiéndoles en los más potentes de Canadá. Deben cumplir con requisitos medioambientales específicos debido a las zonas en las que operan (recordemos que es en el mar de los Salish, Columbia Británica): bajo consumo de combustible y mínimo ruido radiado bajo el agua, todas las unidades azimutales SRP cuentan con Sydrive-M, la solución híbrida mecánica que permite que los dos propulsores sean accionadas conjuntamente por uno solo de los motores principales. Se reducen así las horas de funcionamiento del motor principal y por

ende, menores costes de mantenimiento, así como en un menor consumo de combustible y menos emisiones. Además, el sistema no requiere de componentes electrónicos adicionales.

Asimismo, los cascos de ambos remolcadores estarán recubiertos con pinturas con grafeno para minimizar el biofoiling.

El proyecto de expansión TMEP es una ampliación de un oleoducto de 1.180 km, que transporta crudo y productos refinados desde Edmonton (Alberta) hasta la costa de Columbia Británica (Canadá), en las terminales Westridge de Burnaby.

Con esta ampliación se incrementa la capacidad hasta los 890.000 barriles diarios, lo que supone un aumento significativo de las exportaciones de crudo por barco.

Wärtsila ya comercializa su innovadora solución de captura de carbono para la industria marítima



© Wärtsila

El grupo tecnológico Wärtsilä acaba de anunciar que ya está en fase comercial su solución de captura de carbono. Esta tecnología ha demostrado reducir las emisiones CO₂ de los buques hasta en un 70 %, ayudando así a los armadores para cumplir de forma inmediata con las normativas ambientales actuales. Este sistema de captura de carbono a bordo a gran escala es pionero en esta industria.

Esta tecnología captura el CO₂ del combustible fósil tras su combustión en el motor antes de su liberación a la atmósfera.

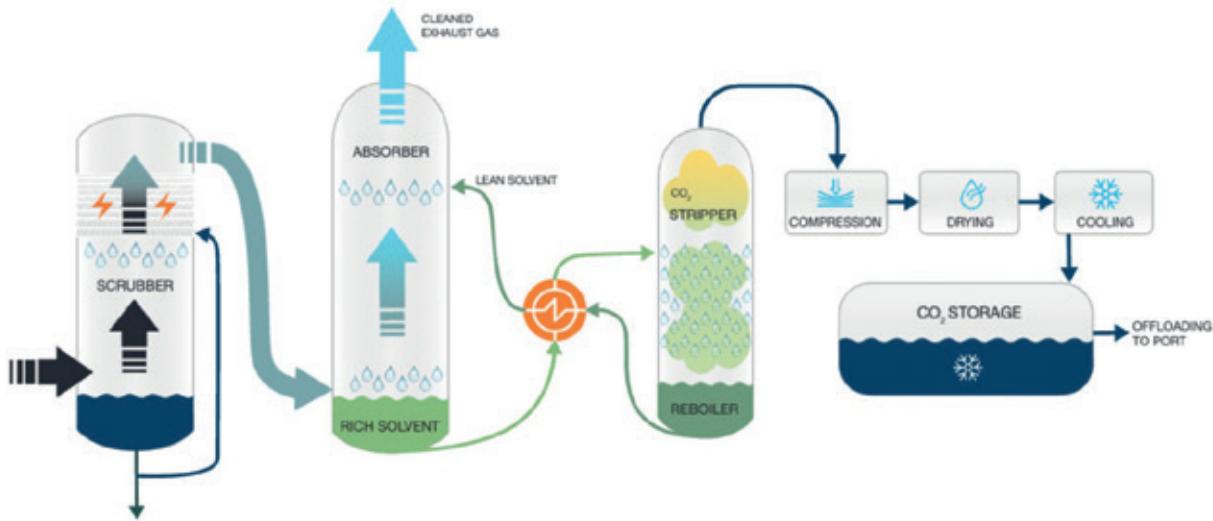
Funciona en cinco etapas: preacondicionamiento, absorción, extracción, licuefacción y almacenamiento.

1. Durante el preacondicionamiento, en función del combustible, se limpian los gases de escape de NO_x, SO_x y partículas y se enfrian.
2. En la segunda etapa, los gases de escape se mezclan con un disolvente líquido. Esto

captura el CO₂ del disolvente. Los gases de escape limpios salen del sistema.

3. En la etapa de extracción, el disolvente saturado de CO₂ se calienta, lo que libera el CO₂. El disolvente se reutilizará en el sistema.
4. En la etapa de licuefacción, el CO₂ se comprime, se seca y se enfriá hasta alcanzar el estado líquido para su almacenamiento.
5. La etapa final es el almacenamiento. El CO₂ líquido se bombea hacia las tuberías que lo conducen a determinados tanques a bordo, donde se almacena hasta su descarga.

Desde 2019 Wärtsilä ha estado desarrollando esta tecnología en su centro de investigación y pruebas de Moss (Noruega) capturando 10 t CO₂ / día. El siguiente paso, esa las pruebas a escala real, por lo que fue instalado a bordo del buque de transporte de etileno *Clipper Eris*, de 21.000 m³, de la naviera



Características principales del *Clipper Eris*:

Año de construcción	2019
Astillero	Hyundai Mipo
Eslora total	159,9 m
Manga	25,6 m
Calado máximo	9 m
Peso muerto	18.056 t
Arqueo bruto	18.898 gt
Potencia motores principales	7.100 kW

noruega Solveng ASA. El buque zarpó de Singapur en febrero de este año. Además, las nuevas construcciones de esta compañía ya estarán preparados para la instalación de este sistema. Las pruebas a escala real en el *Clipper Eris*, han demostrado que esta tecnología tiene la capacidad de reducir las emisiones de CO₂ de un buque hasta en un 70%. Wärtsilä estima que este sistema tendría un coste de captura de carbono de 50-70 €/t CO₂ (54-76 USD/t CO₂), incluidos los costes de capital y operativos.



Wärtsilä ofrece diferentes tamaños y configuraciones a escala de este sistema para adaptarse a cada tipo de buque y a las necesidades de los armadores, tanto para buques de nueva construcción como para buques ya existentes.



Es válido para los gases de escape de cualquier combustible de origen fósil (HFO, metanol, GNL y MGO) y preparado para funcionar junto con otras tecnologías de reducción de emisiones como scrubbers de SO_x, reductores de NO_x y filtros de partículas.

Bureau Veritas Iberia celebra una nueva edición de su Comité Técnico



Bureau Veritas celebró el pasado 7 de abril una nueva edición de su Comité Técnico en el Real Casino de Madrid. Jornada clave que en esta ocasión se presentaron soluciones hacia la descarbonización del transporte marítimo a lo largo de siete presentaciones técnicas.

Intervenciones:

Eduardo Briales. Product Manager - H2SITE
Jorge Antunes. CEO - Tecnoveritas
José Ramón Iribarren. Consejero Delegado - Siport21
Carlos Guerrero. Bureau Veritas
Oscar Díaz. Ocean Winds
José Esteve. Bureau Veritas
Miguel Alonso Ibáñez. Energy Efficiency Segment Leader - Bureau Veritas



Carlos Guerrero



Miguel Alonso Ibáñez

Eduardo Briales abrió la jornada presentando la propuesta de H2SITE, el sistema que han desarrollado y que convierte amoníaco en hidrógeno puro directamente a bordo del buque, mediante un proceso de craqueo del NH₃. Esta tecnología, modular y escalable, promete una reducción del 99% de emisiones de gases de efecto invernadero, superando en eficiencia a los motores diésel tradicionales. Proyectos como H₂Ocean y APOLO (Advanced Power Conversion TechnLogies based on Onboard ammonia cracking through novel membrane reactors) avalan su viabilidad.

Jorge Antunes expuso la solución de Tecno-Veritas: BioHFO, que mezcla fuelóleo pesado con biodiésel B100 tratado por ultrasonidos. Esta tecnología reduce hasta un 50% las emisiones de CO₂ sin necesidad de modificar motores, y ha sido probada en barcos como el ro-pax *M/S Lobo Marinho*. Es compatible con la normativa vigente.

José Ramón Iribarren explicó las complejidades técnicas de las maniobras ship-to-ship en unidades flotantes de gas natural licuado. Siport21 ha realizado más de 1.300 simulaciones gracias a las cuales se determinan los factores críticos como la altura de ola, la formación del personal y la adecuación de infraestructuras portuarias para garantizar la seguridad y eficiencia de estas operaciones.

Carlos Guerrero abordó el rol de los buques LCO₂ en la cadena logística de proyectos de captura, uso y almacenamiento de carbono

(CCUS), como Northern Lights. Estos barcos enfrentan desafíos técnicos y regulatorios significativos, y Bureau Veritas participa activamente en su diseño y normativa.

Oscar Díaz, de Ocean Winds, destacó la importancia de una cadena de suministro especializada, flexible y resiliente para el desarrollo de grandes proyectos de parques eólicos flotantes. Resaltó que los retos logísticos y la cualificación del personal son tan importantes como la tecnología en sí.

José Esteve exploró el uso potencial de pequeños reactores nucleares (SMR) en buques y puertos. Aunque la tecnología ofrece grandes ventajas, su implementación está limitada por marcos regulatorios obsoletos. Se prevé que los primeros pilotos se desarrollen antes de 2035, especialmente en rutas largas.

Miguel Alonso Ibáñez presentó los Certificados de Ahorro Energético (CAE), que permiten monetizar mejoras en eficiencia energética, como motores optimizados, iluminación o velas modernas. Aunque aún no hay fichas específicas para el sector naval, se están desarrollando con apoyo de ANAVE.

Luis Guerrero, director de la división naval de Bureau Veritas en España y Portugal, concluyó con un mensaje de compromiso: la transición energética del transporte marítimo es posible a través de la innovación, la colaboración y la excelencia técnica. “El sector está listo para liderar una transformación sostenible en los océanos del futuro”.

FEINDEF 25: acuerdos estratégicos y un impulso decisivo a la innovación en defensa

La IV edición de la Feria Internacional de Defensa y Seguridad de España (FEINDEF 25), celebrada en Ifema Madrid del 12 al 14 de mayo, concluye consolidándose como la plataforma de referencia para la cooperación internacional, el impulso industrial y la innovación tecnológica en el sector defensa. Durante esos tres días, más de 44.000 visitantes profesionales han recorrido los cuatro pabellones de una feria que ha reunido a más de 600 expositores y 91 delegaciones internacionales.

Liderazgo institucional y estratégico

El acto inaugural estuvo presidido por Ángel Olivares, presidente de la Fundación Feindef, y contó con la participación de Ricardo Martí Fluxá, presidente de TEDAE, y Gerardo Sánchez Revenga, presidente de AESMIDE. No faltó la ministra de Defensa, Margarita Robles; el ministro de Industria y Turismo, Jordi Heureu; la secretaria de Estado de Defensa, María Amparo Valcarce; y Esperanza Casteleiro, secretaria de Estado directora del Centro Nacional de Inteligencia (CNI), junto a los Jefes de Estado Mayor de los tres ejércitos, que protagonizaron una mesa redonda sobre los retos tecnológicos y la transformación operativa en las Fuerzas Armadas. Además, la secretaría de Estado de Defensa participó en la jornada de clausura con un discurso institucional en el marco de la mesa redonda “Mujer, Ingeniería y Defensa”, donde se ha subrayado el papel del talento femenino en la innovación y transformación del sector.



Acuerdos estratégicos y cooperación industrial

La feria ha sido el escenario para la presentación de planes industriales y tecnológicos y de estrategias de autonomía industrial. La participación activa de las empresas Patrocinadoras Global —Airbus, EM&E, AMPER, Grupo Oesía, Indra y Navantia— ha reforzado su liderazgo en los contenidos clave del evento. Se han abordado temas como la reorganización del tejido industrial, la inversión en capacidades críticas, y la necesidad de una estructura colaborativa europea para garantizar la soberanía tecnológica y operativa.

INNOVA: el corazón de la innovación

El Espacio INNOVA ha sido el epicentro de la tecnología disruptiva, con actividades, encuentros de startups con fondos de inversión, y debates sobre tecnologías duales, digitalización y defensa digital. Durante las tres jornadas, han participado líderes de instituciones como el CDTI, ISDEF, DIANA o INCIBE.

Ciberdefensa, IA y tecnologías disruptivas

La ciberdefensa ocupó un papel central en todas las jornadas, con conferencias organizadas por el Mando Conjunto del Ciberespacio (MCCE), el Centro Nacional de Inteligencia (CNI), Guardia Civil, y empresas líderes en ciberseguridad. Se han discutido modelos innovadores contra el cibercrimen, la disuasión en el entorno digital y el papel del ciberespacio como dominio operacional.

Además, se han presentado avances en IA aplicada a la logística militar, compresión

de modelos (CompactifAI) y sistemas tecnológicos de nueva generación. Entre ellos, paneles sobre tecnologías disruptivas para el futuro. FEINDEF 25 también ha dado visibilidad al papel de la sociedad en la defensa,

con iniciativas como el panel “En defensa de todos”, dirigido a acercar el sector a las nuevas generaciones. En paralelo, se mantuvo una intensa actividad diplomática y comercial con representantes de 56 países.

SAES y Satlink lanzan Ocean Sentinel, tecnología punta para la vigilancia y protección submarina

Ocean Sentinel representa un avance significativo en los sistemas de vigilancia al incorporar tecnología acústica de última generación. Diseñado para operar de manera autónoma, el sistema está compuesto por boyas inteligentes que realizan su labor en el mar, apoyadas por un centro de control remoto encargado de recibir y analizar las alertas tempranas que se generan. Cada boyá está equipada con hidrófonos, dispositivos que actúan como micrófonos bajo el agua, capaces de captar sonidos en el ambiente marino, permitiendo así la detección de amenazas subacuáticas y la protección de zonas e infraestructuras críticas.

Además, el sistema emplea edge computing, una metodología de procesamiento de datos que se lleva a cabo cerca del punto de generación de dichos datos. Este enfoque elimina la dependencia de una ubicación centralizada y permite obtener respuestas más rápidas. Gracias a esta tecnología, el sistema puede ser configurado a distancia para ajustar su capacidad de detección según las amenazas submarinas que se buscan. Este sistema ofrece un alto nivel de eficiencia operativa sin grandes costos asociativos.

El Ocean Sentinel será operado durante los ejercicios de la OTAN REPMUS 2025 en Portugal, donde SAES y Satlink colaborarán estrechamente con su principal cliente, la Armada. Esta colaboración no solo ha permitido definir casos de uso para el sector defensa, sino

que también proporcionará una validación operativa del sistema en escenarios reales. Según Javier Mármol Peñalver, presidente de SAES, “con Ocean Sentinel estamos ofreciendo -por ejemplo- a la Guardia Civil soluciones efectivas para la protección en el sector civil, como la identificación temprana de pateras a gran distancia de la costa evitando así pérdidas humanas, o también la posibilidad de monitorizar la presencia de narcolanchas”. En palabras de Faustino Velasco, presidente de Satlink: “esta tecnología marca un hito en la vigilancia submarina. Gracias a su diseño inteligente y autonomía operativa, Ocean Sentinel no solo aporta soluciones eficaces para el ámbito de la defensa, sino que también abre nuevas posibilidades para proteger infraestructuras críticas y apoyar misiones civiles con la máxima eficiencia y fiabilidad”.

Además, Ocean Sentinel se complementa eficazmente con el sónar DDS de SAES de detección de buceadores, proporcionando una capa adicional de seguridad para la protección de infraestructuras críticas como puertos. Pese a su avanzado desarrollo tecnológico, el diseño de Ocean Sentinel garantiza una gran facilidad de uso, permitiendo a los clientes monitorizar las alertas tempranas sin necesidad de tener conocimientos especializados en acústica. Esta característica resalta la facilidad de uso y la adaptabilidad del Ocean Sentinel, estableciendo un nuevo estándar en seguridad marítima.



A modo de síntesis final. Los tres 90 marítimos



Por **José-Esteban Pérez García**

I.N. Colegiado nº 700

Ex vicepresidente del Grupo de Construcción Naval del Consejo de la OCDE.

Ex secretario general , Community of European Union Shipbuilders Associations.
y Director General AWES. Ex director Ast. Cádiz (AES).
Académico de Número de la Real Academia de la mar.

Ex Presidente Comité Asuntos Marítimos IIE.

Hace algo más de 20 años, empecé a escribir los artículos llamados “COYUNTURA” para la Revista “INGENIERÍA NAVAL”. Fue un encargo que me hizo el entonces presidente de la AINE, José Ignacio de Ramón y qué acepté, pues me había jubilado poco tiempo antes. No voy a extenderme en la historia de este asunto, que fue muy generosamente glosado por Juan Andrés Sáez Elegido, compañero, jefe y amigo, en el número de la RIN del pasado diciembre de 2024.

He venido dedicando todos estos años a proporcionar al lector información y situación del sector marítimo, así como datos del mismo. Y desde muy diversos ángulos, especialmente, de manera regular, de los que se refieren al transporte marítimo, al shipping, como a la industria de la construcción naval; introduciendo en los análisis y en las opiniones, aspectos económicos y hasta cierto punto políticos, que siempre ayudan a comprender lo que está sucediendo y lo que puede pasar.

También aspectos técnicos que por su interés servían para soportar el conjunto de la información e igualmente temas relacionados con la evolución de la productividad industrial y la situación de las enseñanzas de ingeniería naval según la posición de las universidades que por el mundo las imparten.

Estamos enfrentando también, nuevos desarrollos con relación a las tecnologías que nos ayudan y sustituyen labores que antes hacíamos nosotros. Sólo un apunte respecto a la Inteligencia Artificial. La IA aprende del pasado (Big Data). No irrumpre hacia el futuro, que es campo reservado para la creación de la inteligencia humana.

Se ha tratado (a través de las Coyunturas), en suma, de proporcionar una visión del escenario marítimo en los dos aspectos mencionados, sin obviar algunos desarrollos

específicos relacionados con la energía, el mundo offshore, la industria naval militar y otros, que podían ser interesantes para todos aquellos que se involucran en este sector. Un sector en el que basta meterse por una rendija para encontrarlo apasionante y quedar “enganchado” por lo que representa y por su interés desde la óptica española en general.

Sin embargo, hay que constatar de que estamos hablando de una clave de bóveda del desarrollo humano, en la que se piensa poco y se desconoce mucho; puntuizando como siempre hemos dicho, que en unos lugares más que en otros.

Durante estos veinte años en los que la “Coyuntura” ha estado viva, sin faltar ni una sola vez a la cita mensual de la RIN en esos territorios citados, incrementando desde su principio la referencia internacional desde el objetivo español y, obviamente, el europeo. Antes, mucho antes de que la palabra “globalización” se hiciera común, el sector marítimo estaba ya globalizado por su propia naturaleza.

Un sector cuya actividad, en todos los órdenes y en todos sus ámbitos, ha seguido fielmente la marcha del desarrollo económica mundial. La explicación es sencilla: es, seguramente, el que más ha ayudado al crecimiento.

Vivimos momentos de desconcierto mundial que afecta al devenir de las cosas que nos importan. Hay situaciones qué, incluso los que no son de naturaleza agorera, califican de prebélicas (aunque, lamentablemente ya hay muchas situaciones de guerra en nuestro planeta). Las guerras comerciales dan pasos adelante y atrás quebrando las seguridades jurídicas existentes y la confianza en Tratados respecto de los que se daba por hecho el respeto.

El concepto de soberanía estratégica adquiere una actualidad hace años ignorada especialmente por los países de la Unión Europea, seguramente como consecuencia de una interpretación acomodaticia y cómoda de lo que significa la globalización. Según un concepto popularmente utilizado para muchas cosas: no hay “Plan B”.

No nos extendamos más en el escenario que contemplamos. El mundo seguirá girando y el conjunto de sectores marítimos continuará siendo un actor indispensable. Otra cosa será quiénes protagonizarán la función y quiénes irán de relleno o al albur del viento dominante.

Los tres [90]

He dejado para el final de esta despedida una especie de parábola marítima comparativa que sirve, creo, para intuir la situación en la que está nuestra industria.

En el paso del Cabo de Hornos, los fuertes vientos están bautizados por los marinos según la latitud sur por la que se navega: los “rugientes 40”, los “furiosos 50” y “los aulladores 60”.

Bien. En el caso de la industria marítima en el mundo, hay tres situaciones actuales que, sobre todo a los europeos nos deberían llamar la atención. Y hacer reaccionar. Serían, los tres Noventa:

- (A) El 90 % del volumen del comercio mundial se materializa por el transporte marítimo.
- (B) El 90 % del tráfico de datos en el mundo se realiza por cable submarino.
- (C) El 90 % de la fabricación de los barcos que hacen posible (A) se hace por la RP de China, la R de Corea y el R de Japón, por ese orden.

Que quién tenga que meditar, medite...
Y actúe.

CODA para las Coyunturas

Me he tomado la libertad de tomar los cuatro primeros versos del Poema de José Hierro: VIDA, y añadirle de mi humilde cosecha otros cuatro, como colofón de todo esto.

Después de todo, todo ha sido nada,
A pesar de que un día lo fue todo.
Después de nada, o después de todo
Supe que todo no era más que nada

*El todo ha sido nada
Por abandonarlo casi todo.
Para emerger ahora de la nada
Lo que debiera llegar a serlo todo.*

Cualquier consideración u opinión expresadas en este artículo corresponden exclusivamente a su autor y no representan necesariamente a los de la revista Ingeniería Naval. Ambos no serán responsables de ningún tipo de daño de cualquier naturaleza que puedan reclamar terceras partes por el uso de la información contenida.

Índice

1. ESTRUCTURA DEL CASCO

- 1.1 Acero del casco
- 1.2 Piezas estructurales fundidas o forjadas
- 1.3 Cierres estructurales del casco (escotillas, puertas, puertas/rampas)
- 1.4 Chimeneas, palos-chimenea, palos, posteleros
- 1.5 Rampas internas
- 1.6 Tomas de mar

2. PLANTA DE PROPULSIÓN

- 2.1 Calderas principales
- 2.2 Turbinas de vapor
- 2.3 Motores propulsores
- 2.4 Turbinas de gas
- 2.5 Reductores
- 2.6 Acoplamientos y embragues
- 2.7 Líneas de ejes
- 2.8 Chumaceras
- 2.9 Cierres de bocina
- 2.10 Hélices, hélices-tobera, hélices azimutales
- 2.11 Propulsores por chorro de agua
- 2.12 Otros elementos de la planta de propulsión
- 2.13 Componentes de motores
- 2.14 Propulsión Diésel-Eléctrica

3. EQUIPOS AUXILIARES DE MÁQUINAS

- 3.1 Sistemas de exhaustación
- 3.2 Compresores de aire y botellas de aire de arranque
- 3.3 Sistemas de agua de circulación y de refrigeración
- 3.4 Sistemas de combustible y aceite lubricante
- 3.5 Ventilación de cámara de máquinas
- 3.6 Bombas servicio de máquina
- 3.7 Separadores de sentina

4. PLANTA ELÉCTRICA

- 4.1 Grupos electrógenos
- 4.2 Cuadros eléctricos
- 4.3 Cables eléctricos
- 4.4 Baterías
- 4.5 Equipos convertidores de energía
- 4.6 Aparatos de alumbrado
- 4.7 Luces de navegación, proyectores de señales. Sirenas
- 4.8 Aparellaje eléctrico
- 4.9 Proyectos "Llave en Mano"

5. ELECTRÓNICA

- 5.1 Equipos de comunicaciones interiores
- 5.2 Equipos de comunicaciones exteriores
- 5.3 Equipos de vigilancia y navegación
- 5.4 Automación, Sistema Integrado de Vigilancia y Control
- 5.5 Ordenador de carga
- 5.6 Equipos para control de flotas y tráfico
- 5.7 Equipos de simulación

6. EQUIPOS AUXILIARES DE CASCO

- 6.1 Rebozes atmosféricos, indicadores de nivel de tanques
- 6.2 Aislamiento térmico en conductos y tuberías
- 6.3 Sistema de ventilación, calefacción y aire acondicionado
- 6.4 Calderas auxiliares, calefacción de tanques
- 6.5 Plantas frigoríficas
- 6.6 Sistemas de detección y extinción de incendios
- 6.7 Sistema de baldeo, achique y lastrado

- 6.8 Equipos de generación de agua dulce
- 6.9 Sistemas de aireación, inertización y limpieza de tanques
- 6.10 Elementos para estiba de la carga
- 6.11 Sistemas de control de la contaminación del medio ambiente, tratamiento de residuos
- 6.12 Plataformas para helicópteros
- 6.13 Valvulería servicios, actuadores
- 6.14 Planta hidráulica
- 6.15 Tuberías

7. EQUIPOS DE CUBIERTA

- 7.1 Equipos de fondeo y amarre
- 7.2 Equipos de remolque
- 7.3 Equipos de carga y descarga
- 7.4 Equipos de salvamento (botes, pescantes, balsas salvavidas)

8. ESTABILIZACIÓN, GOBIERNO Y MANIOBRA

- 8.1 Sistemas de estabilización y corrección del trimado
- 8.2 Timón, Servomotor
- 8.3 Hélices transversales de maniobra
- 8.4 Sistema de posicionamiento dinámico

9. EQUIPAMIENTO Y HABILITACIÓN

- 9.1 Accesorios del casco, candeleros, pasamanos, etc.
- 9.2 Mamparos no estructurales
- 9.3 Puertas, portillos, ventanas, limpiaparabrisas, vistaclaras, cortinas antideslumbrantes
- 9.4 Escalas, tecles
- 9.5 Recubrimientos, pintura. Tratamiento de superficies
- 9.6 Protección catódica
- 9.7 Aislamiento, revestimiento
- 9.8 Mobiliario
- 9.9 Gamba frigorífica
- 9.10 Equipos de cocina, lavandería y eliminación de basuras
- 9.11 Equipos de enfermería
- 9.12 Aparatos sanitarios
- 9.13 Habilización, llave en mano

10. PESCA

- 10.1 Maquinillas y artes de pesca
- 10.2 Equipos de manipulación y proceso del pescado
- 10.3 Equipos de congelación y conservación del pescado
- 10.4 Equipos de detección y control de capturas de peces
- 10.5 Embarcaciones auxiliares

11. EQUIPOS PARA ASTILLEROS

- 11.1 Soldadura y corte
- 11.2 Gases industriales
- 11.3 Combustible y lubricante
- 11.4 Instrumentos de medida
- 11.5 Material de protección y seguridad
- 11.6 Equipos para puertos y plataformas

12. EMPRESAS DE INGENIERÍA Y SERVICIOS

- 12.1 Oficinas técnicas
- 12.2 Clasificación y certificación
- 12.3 Canales de Experiencias
- 12.4 Seguros marítimos
- 12.5 Formación
- 12.6 Empresas de servicios
- 12.7 Brokers

13. ASTILLEROS

1. ESTRUCTURA DEL CASCO

1.3 Cierres estructurales del casco



SP Consultores y Servicios, S.L.
Rampas Ro-Ro. Tapas de Escotillas. Sistemas hidráulicos. Reparaciones.
 Sevilla • Vigo • Algeciras • Barcelona
 sp@spconsulto.com
 www.spconsulto.com

2. PLANTA DE PROPULSIÓN

2.3 Motores Propulsores



PASCH
Motores diesel.
Propulsores y auxiliares 10 a 2.000 CV
 Campo Volantín, 24 - 3º
 48007 BILBAO
 Tel.: 94 413 26 60
 E-mail: infobilbao@pasch.es

2.5 Reductores



REINTJES España. S.A.U.
REDUCTORES MARINOS DESDE 250 HASTA 30.000 KW
 Avda. Doctor Severo Ochoa, 45 - 1º B
 P.A.E. Casablanca II
 E-28100 Alcobendas (Madrid)
 Tel. +34 91 657 2311
 Fax +34 91 657 2314
 E-mail: comercial@reintjes.es
 www.reintjes-gears.com



Masson Marine Ibérica

Reductores-inversores desde 300 hasta 10.000 kw con PTO, PTI y frenos para paso fijo y variable.

Avda. San Pablo, 28, Nave 22
 28823 Coslada - Madrid
 Tel.: 91 671 47 66 - Fax: 91 674 78 33
 info@masson-marine.es
 www.masson-marine.com

2.11 Propulsores por chorro de agua

PASCH



Hidrojets para motores de 81 a 1986 kW

Campo Volantín, 24 - 3º • 48007 BILBAO
 Tel.: 94 413 26 60
 E-mail: infobilbao@pasch.es

2.12 Otros elementos de la planta de propulsión

COTERENA

TALLER DE REPARACIÓN MARINO Y TERRESTRE, Y SUMINISTRADOR DE REPUESTOS.

Muelle de reparaciones de Bouzas, s/n
 P.O. Box 2.056 - 36208-VIGO (Spain)
 Telf + 34 986 23 87 67
 FAX + 34 986 23 87 19
 Email: coterena@coterena.es



Masson Marine Ibérica

Hélices y equipos completos de paso variable hasta 10.000 kw

Avda. San Pablo, 28, Nave 22 - 28823
 Coslada - Madrid
 Tel.: 91 671 47 66 - Fax: 91 674 78 33
 info@masson-marine.es
 www.masson-marine.com

VULKAN COUPLINGS

VULKAN Española S.A.

Acoplamientos elásticos, suspensiones elásticas. Embragues, frenos, tomas de fuerza (PTO/PTI), ejes cardán, ejes de composite. Sistemas de Filtración de aire y equipos de ventilación. Estudio y soluciones de vibraciones y acústicas. Silenciosos de escape standard y especiales. Cálculos vibraciones torsionales, 6DOF, 12DOF para suspensión elástica, ICE Class y cálculos especiales. Servicio Postventa: asistencias técnicas y repuestos.

Avda. Montes de Oca 19 – Nave 7
 E-28703 San Sebastián de los Reyes
 Madrid - España
 T +34 913590971 | F +34 913453182
 vulkan@vulkan.es
 www.vulkan.com



Inserte
 aquí su
publicidad

2.13 Componentes de motores



Repuestos para motores Diesel y Gas. Repuestos y servicio para Cierres de Bocina. Componentes línea de ejes.

c/ García Camba, 6 • Oficina 403
36001 Pontevedra
Telf + 34 692 549 549
Email: info@rolloymarine.com
www.rolloymarine.com



Inserte
aquí su
publicidad

**VULKAN Española S.A.**

Acoplamientos elásticos, suspensiones elásticas. Embragues, frenos, tomas de fuerza (PTO/PTI), ejes cardan, ejes de composite. Sistemas de Filtración de aire y equipos de ventilación. Estudio y soluciones de vibraciones y acústicas. Silenciosos de escape standard y especiales. Cálculos vibraciones torsionales, 6DOF, 12DOF para suspensión elástica, ICE Class y cálculos especiales. Servicio Postventa: asistencias técnicas y repuestos.

Avda. Montes de Oca 19 – Nave 7
E-28703 San Sebastián de los Reyes
Madrid - España
T +34 913590971 | F +34 913453182
vulkan@vulkan.es
www.vulkan.com

7. EQUIPOS DE CUBIERTA

7.1 Equipos de fondeo y amarre



**Anclas y cadenas para buques
Estachas y cables**

GRAN STOCK PERMANENTE

Parque Empresarial de Coirós
Parcela 10
15316 COIRÓS (A Coruña)
Telf.: 981 17 34 78 - Fax: 981 29 87 05
Web: <http://www.rtrillo.com>
E-mail: info@rtrillo.com

8. ESTABILIZACIÓN,
GOBIERNO Y MANIOBRA

8.1 Sistemas de estabilización y corrección del trimado



Equipos de estabilización y trimado dinámico para barcos de hasta 45 m

Campo Volantín, 24 - 3º • 48007 BILBAO
Tel.: 94 413 26 60
E-mail: infobilbao@pasch.es

9. EQUIPAMIENTO Y
HABILITACIÓN

**Diseño conceptual.
Diseño de Interiores.
Diseño arquitectónico.
Habilitación naval.**

Estrada Diliz, 33
48990 Getxo (VIZCAYA)
Tels.: 94 491 10 81 / 491 40 54
Fax: 94 460 82 05
E-mail: oliver@oliverdesign.es
<http://www.oliverdesign.es>

9.6 Protección catódica



**Protección catódica.
Fabricante ánodos de sacrificio.
Distribuidor oficial pinturas
JOTUN.**

Maquinaria de pesca NOSFOR.
Rúa Tomada, 74 Navia
36212 Vigo (PONTEVEDRA)
Tel.: 986 24 03 37
E-mail: cingal@cingal.net
<http://www.cingal.net>

12. EMPRESAS DE
INGENIERÍA Y SERVICIOS

12.1 Oficinas técnicas



**Ingeniería Naval. Diseño de buques.
Proyectos de modernización.
Consultoría naval.
Inspección y dirección de obra.
Tasaciones.**

Calle Montero Ríos 30, 1º
36201 Vigo (España)
Tel. +34 986 43 05 60
Email: fcarceller@carceller.com
www.carceller.com



**Diseño conceptual.
Diseño de Interiores.
Desarrollo de proyectos.
Habilitación naval.**

Estrada Diliz, 33
48990 Getxo (VIZCAYA)
Tels.: 94 491 10 81 / 491 40 54
Fax: 94 460 82 05
E-mail: oliver@oliverdesign.es
<http://www.oliverdesign.es>



Empresa española con más de 40 años de experiencia en la resolución de problemas de vibraciones y ruido. Especialistas en ingeniería, consultoría, cálculo naval y diseño de buques silenciosos.

Áreas de especialización:

- Gestión integral de vibraciones y ruido.
- Cálculo y simulación naval.
- URN - Ruido Radiado al Agua.
- Medidas y ensayos especiales.
- Industria 4.0 aplicada al entorno naval.
- Pruebas de mar.
- CBM - Mantenimiento predictivo basado en condición.
- Consultoría técnica y análisis causa-raíz de averías.
- Proyectos I+D+i.
- Formación técnica especializada. (acceso link ).

Confíe en un partner especializado, con experiencia contrastada y comprometido con la excelencia técnica.

Avda. Pio XII 44, Bajo izquierda
Edificio Pyomar Torre 2
28016 - Madrid

-  www.tsisl.es
-  www.tsisl.es/es/formacion
-  infotsi@tsisl.es
-  [+34 91 345 97 30](tel:+34913459730)



INGENIERÍA NAVAL Y OFFSHORE

Ingeniería Conceptual, Básica y de Aprobación de Buques y Unidades Offshore. Ingeniería de Detalle: Acero y Armamento. Buques en operación: Soporte Técnico, Inspección y Varada. Integración en equipos de proyecto. Gestión y dirección de proyectos. Análisis Elementos Finitos, Estudios hidrodinámicos (CFD), Comportamiento en la Mar. Estudios de Seguridad, Transportes, Fondeos, Remolques, Estudios de Riesgos, DP FMEA. Análisis de Emisiones y Eficiencia Energética. Consultoría Técnica. Inspectores acreditados: ISM, IHM e eCMID. FORAN V80- ANSYS (Mechanical/AQWA/CFX)- RHINOCEROS - SOLIDWORKS - MATLAB. c/ BOLIVIA, 5 • 28016 MADRID
Tel.: +34 91 458 51 19
c/ Marqués de Valladares, 3 3º D
36201 • Vigo (Spain)
E-mail: seaplace@seaplace.es
web: www.seaplace.es



GESTENAVAL
NAVAL ARCHITECTS & SURVEYORS

Design, Engineering, Stability Books, Surveys, Expert Reports, Appraisals.

Forensic Naval Architecture
UKCA & CE Recreational Craft
Marking

ABUC Statements of Conformity

CFD Studies

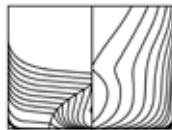
Méndez Núñez, 35 -1º
36600 Villagarcía de Arosa

Phone: +34 986508436

E-mail: info@gestenaval.com

Web: www.gestenaval.com

12.2 Clasificación y certificación



ORP MARÍTIMA S.L.

Informes técnicos periciales
Naval, Marítimo, Industrial,
Energía, Transporte.
Asistencia en procesos judiciales,
arbitrales y de mediación.
Nacional e internacional.

Calle Écija 7, Madrid.

Tf. +34 661 83 00 89

frontdesk@orpmar.com

www.orpmar.com



Programa Editorial Editorial Program 2025

ENERO • JANUARY

Propulsión: ahorro energético. Motores, reductores, líneas de ejes, hélices. Combustibles y lubricantes.

Propulsión: energy saving. Engines, reduction gears, shaft lines, propellers. Fuel and lubricants.

FEBRERO | FEBRUARY

Reparaciones y transformaciones. Astilleros de reparación.

Pinturas y protección de superficies.

Repairs & Conversions. Repair yards. Paint and surface protection

MARZO • MARCH

Pesca. Acuicultura. Política pesquera

Fishing. Aquaculture. Fishing legislation

ABRIL | APRIL

Seguridad marítima. Flota de remolcadores. LNG.

Maritime Security & Safety. Tugboats fleet. LNG.

MAYO • MAY

Industria auxiliar. Gobierno y maniobra

Auxiliary industry. Steering and manoeuvre

JUNIO | JUNE

Construcción naval. Tendencias

Shipbuilding. Trends

JULIO-AGOSTO • JULY-AUGUST

Ingeniería. Formación. Sociedades de clasificación

Engineering. Training. Classification societies

SEPTIEMBRE • SEPTEMBER

Marina mercante. Puertos. Náutica. Habilitación. Ferries. Cruceros.

Merchant ships. Harbours. Pleasure crafts. Accommodation. Ferries.

Cruiseships.

OCTUBRE | OCTOBER

Sector naval militar. Electrónica y Automatización

Naval sector. Electronics and Automation

NOVIEMBRE • NOVEMBER

Offshore • Offshore

DICIEMBRE | DECEMBER

Energías renovables y Medio ambiente Resumen del Sector Marítimo 2025

Renewable energy and environment

CADA NÚMERO CONTIENE ADEMÁS • EACH ISSUE ALSO INCLUDES:

Artículos técnicos • Technical articles

Descripciones de buques • Ship descriptions

Noticias nacionales e internacionales • International and national news

Artículos sobre legislación, economía, fiscalidad y normativa

Articles above legislation, economy, taxes and regulations



INGENIERÍA
naval
REVISTA DEL SECTOR MARÍTIMO

sectormaritimo.es 

Suscríbete ya en
www.sectormaritimo.es



SRP



SRE



STP



SCP



SRP-R



SPJ



STT



SRT

WE KNOW WHAT MOVES VESSELS

WIRESA

Wilmer Representaciones, S.A.
Pinar, 6 BIS 1º
28006 Madrid | Spain

www.schottel.com

📞 +34 91 4 11 02 85
+34 91 5 63 06 91
✉ ecostoso@wiresa.com