



MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA DE SISTEMAS Y DE CONTROL

Trabajo de Fin de Máster

CONTROL ESTRUCTURAL PASIVO EN TURBINAS EÓLICAS MARINAS FLOTANTES

Autor: Daniel Villoslada Valbuena

Tutora: Matilde Santos Peñas

Curso: 2018/2019

Convocatoria: Septiembre

**UNIVERSIDAD COMPLUTENSE DE MADRID
MÁSTER UNIVERSITARIO EN INGENIERÍA DE SISTEMAS Y DE
CONTROL**

Trabajo de Fin de Máster

TÍTULO: Control Estructural Pasivo en Turbinas Eólicas Marinas Flotantes

TIPO B: Proyecto específico propuesto por el alumno

Nombre del estudiante: Daniel Villoslada Valbuena

Nombre de la directora: Matilde Santos Peñas

Autorización

Autorizamos a la Universidad Complutense y a la UNED a difundir y utilizar con fines académicos, no comerciales y mencionando expresamente a sus autores, tanto la memoria de este Trabajo Fin de Máster, como el código, la documentación y/o el prototipo desarrollado.

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping, fluid strokes that form a stylized, somewhat abstract shape.

Firmado: Daniel Villoslada Valbuena

Resumen

La presente memoria trata de plasmar el trabajo de investigación realizado con el objetivo de explorar las capacidades del control estructural pasivo aplicado a turbinas eólicas flotantes de tipo plataforma. La reciente expansión de la energía eólica marina está limitada por su tecnología de instalación, en la mayoría de los casos por fijación al fondo marino. El desarrollo de plataformas de soporte flotantes permitiría superar esas limitaciones, ampliando la explotación de los recursos eólicos por todo el mundo. Sin embargo, estas turbinas flotantes sufren un efecto de péndulo invertido que provoca unas cargas de fatiga excepcionalmente elevadas en la base de la torre. Una de las posibles alternativas para mitigar las cargas de fatiga es la aplicación de técnicas de control estructural. Las de tipo pasivo han sido las utilizadas en este trabajo, incluyendo la consideración de un novedoso dispositivo llamado inerter. El primer paso ha sido estudiar toda la literatura relacionada encontrada. Esta revisión ha permitido conocer en profundidad los campos de estudio y definir la acometida del proyecto. El segundo paso ha sido desarrollar unas herramientas propias de simulación. A pesar de que existen programas de elevada precisión, su coste computacional dificulta su inclusión en un bucle de optimización. Por ello, se ha desarrollado un modelo dinámico de grados de libertad reducidos, basado en simplificaciones de los principales fenómenos físicos involucrados en el movimiento de la turbina. Este modelo está centrado en los modos de movimiento más susceptibles de sufrir fatiga estructural y permite la adición de un dispositivo amortiguador de masa sintonizada (TMD) y el dispositivo inerter. Para garantizar la fiabilidad del modelo, sus parámetros han sido identificados utilizando como referencia datos sintéticos generados con el prestigioso software de simulación FAST-SC. En el proceso de validación posterior se ha incluido un análisis sobre las condiciones ideales de los ensayos de caída libre utilizados para la generación de datos sintéticos. El siguiente paso ha sido la introducción del modelo en bucles de optimización, probando todas las combinaciones posibles que ofrece el TMD y el inerter. Esto es, se ha probado el TMD con y sin topes y en cada caso, con y sin inerter. Por la naturaleza variable y no lineal de los problemas de optimización planteados, se han utilizado algoritmos genéticos para la búsqueda de las soluciones. En el análisis de los resultados, tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia, se han encontrado interesantes relaciones entre variables. Por último, se exponen las conclusiones alcanzadas respecto a los objetivos iniciales, que se han cumplido, y respecto al desarrollo del proyecto, que ha permitido afianzar conocimientos y desarrollar la faceta investigadora del alumno. Junto con esto, se enumeran unas líneas recomendadas de actuación para futuros trabajos.

Palabras clave:

Identificación, simulación, turbina eólica marina flotante, control estructural pasivo, optimización, algoritmos genéticos, inerter, OWT, FOWT, TMD, DVA, FAST, FAST-SC, NREL 5-MW, ITI Energy Barge.

Índice de Contenidos

0	Introducción.....	11
0.1	Motivación.....	11
0.2	Objetivos	11
0.3	Estructura de la memoria	13
0.4	Publicaciones derivadas del TFM	13
1.	Estudio de las tecnologías.....	15
1.1	Energía eólica marina	15
1.2	Turbinas eólicas flotantes	16
1.3	Turbinas eólicas flotantes de tipo plataforma	18
1.4	Perturbaciones y cargas estructurales en turbinas eólicas marinas.....	18
1.5	Turbina flotante de referencia	20
1.6	Reducción de cargas estructurales.....	23
1.7	Control estructural	24
1.7.1	Tuned Mass Damper: Amortiguador de masa sintonizada	27
1.7.2	Inerter	28
1.8	Herramientas de simulación de alta fidelidad: FAST y FAST-SC	30
1.9	Antecedentes y trabajos relacionados	32
1.9.1	Tendencias y ensayos de interés.....	36
2	Material y métodos	39
2.1	Simulaciones de alta fidelidad con el software FAST-SC.....	39
2.1.1	Perturbaciones: condiciones de viento y oleaje.....	40
2.1.2	Ejecución de FAST-SC	41
2.2	Modelo de simulación	42
2.2.1	Modelo dinámico teórico básico.....	44
2.2.2	Adición de topes del TMD.....	46
2.2.3	Adición del dispositivo Inerter.....	47
2.2.4	Identificación y validación del modelo.....	47
2.2.5	Análisis espectrales.....	53
2.3	Optimización del control estructural.....	55
3	Resultados.....	57
3.1	Identificación del modelo	57
3.2	TMD convencional sin topes	58
3.3	TMD convencional con topes.....	62

3.3.1	Optimización con configuración de topes fija	62
3.3.2	Optimización incluyendo la configuración de los topes.....	63
3.4	Inerter.....	69
3.4.1	Adición de inerter a un sistema ya optimizado.....	69
3.4.2	Optimización de sistema completo con inerter	70
4	Conclusiones y trabajos futuros	73
4.1	Trabajos futuros.....	75
5	Bibliografía	77
6	Listado de siglas, abreviaturas y acrónimos.....	81

Índice de Figuras

Figura 0.1.- Desglose de objetivos	12
Figura 1.1.- Tipos de turbinas eólicas marinas fijadas en el fondo marino	16
Figura 1.2.- Tipos de turbinas eólicas flotantes	17
Figura 1.3.- Parque eólico Hywind Scotland	18
Figura 1.4.- Conjunto NREL 5-MW sobre ITI Energy Barge.....	23
Figura 1.5.- Clasificación de los sistemas de control estructural	26
Figura 1.6.- Edificio Taipei 101 (izda.), su TMD (dcha. arriba) y un diagrama de este (dcha. abajo).	27
Figura 1.7.- Equivalencias entre sistemas mecánicos y eléctricos	29
Figura 1.8.- Equivalencias entre sistemas mecánicos y eléctricos	30
Figura 1.9.- Esquema modular de FAST	31
Figura 1.10.- Densidad espectral de potencia (PSD) del momento flector de la torre en dirección fore-aft	34
Figura 1.11.- Superficie de $\sigma(TTD_{FA})$ para diferentes configuraciones de resorte y amortiguador de TMD instalado en góndola sin topes (izquierda) y con topes (derecha).....	35
Figura 2.1.- Campo de vientos de TurbSim	41
Figura 2.2.- Diagrama del modelo dinámico de simulación	44
Figura 2.3.- Evolución de los errores de validación de los modelos identificados.	52
Figura 2.4.- Validación del modelo (rojo discontinuo) y FAST-SC (azul continuo).	53
Figura 2.5.- Densidad espectral de potencia de variable TTD en simulaciones de FAST con todos los DOF y perturbaciones (verde disc. punteado), FAST con DOF reducidos (azul continuo) y el modelo identificado (rojo discontinuo).	54
Figura 3.1.- Comparación del modelo identificado (rojo discontinuo), el modelo de referencia (verde discontinuo con puntos) y FAST-SC (azul continuo).	57
Figura 3.2.- Evolución de los parámetros del TMD en optimizaciones con diferente masa.	59
Figura 3.3.- Prestaciones del TMD en optimizaciones con diferente masa.....	60
Figura 3.4.- Recorrido máximo del TMD en optimizaciones para diferente masa.	61
Figura 3.5.- Respuesta del sistema con TMD convencional sin topes (rojo discont.) y sin TMD (azul cont.).....	61
Figura 3.6.- TMD optimizado con topes vs. sin TMD (arriba) y vs. referencia para masa de 40000kg (abajo).	63
Figura 3.7.- Relación de prestaciones de un TMD con su recorrido permitido ...	64

Figura 3.8.- Desplazamientos y velocidades del TMD sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo discontinuo)67

Figura 3.9.- Densidad espectral de potencia de la variable TTD del sistema con TMD de 40000 kg de masa sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo discontinuo).68

Figura 3.10.- Respuesta temporal del sistema para la variable TTD con TMD de 40000 kg de masa sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo discontinuo).69

Figura 3.11.- Relación del valor de inercia y las prestaciones de un TMD con y sin inercia, en función del recorrido permitido71

Figura 3.12.- Densidad espectral de potencia de la variable TTD del sistema con TMD de 40000 kg de masa sin topes (verde discontinuo. punteado), con topes (azul cont.) y con topes e inercia (rojo discontinuo)72

Índice de Tablas

Tabla 1-1.- Especificaciones de la NREL Offshore 5-MW	21
Tabla 1-2.- Especificaciones ITI Energy Barge.....	22
Tabla 2-1.- Resultados de validación de los modelos identificados	52
Tabla 2-2.- Valores de los parámetros del modelo identificados	52
Tabla 3-1.- Valores $\sigma(TTDF_A)$ y su error para el modelo identificado, el de referencia y FAST-SC en un ensayo de validación.....	58
Tabla 3-2.- Configuración de optimización para TMD convencional con configuración de topes fija.	58
Tabla 3-3.- Soluciones de optimización de TMD sin topes para diferentes valores de masa.....	59
Tabla 3-4.- Soluciones de optimización de TMD con topes y referencias (sombreado).	62
Tabla 3-5.- Configuración de optimización para TMD convencional con configuración de topes fija.	62
Tabla 3-6.- Configuración de optimización rápida para TMD incluyendo topes. .	64
Tabla 3-7.- Configuración de optimización precisa para TMD con 20000 kg de masa incluyendo topes.	65
Tabla 3-8.- Configuración de optimización precisa para TMD con 40000 kg de masa incluyendo topes.	65
Tabla 3-9.- Soluciones de optimización de TMD incluyendo topes.	65
Tabla 3-10.- Prestaciones de soluciones de optimización de TMD incluyendo topes.	66
Tabla 3-11.- Configuración de optimización precisa para TMD incluyendo configuración de topes e inerter	71
Tabla 3-12.- Soluciones de optimización de TMD incluyendo configuración de topes e inerter.	71
Tabla 3-13.- Prestaciones de optimizaciones de TMD incluyendo configuración de topes e inerter	72

0 Introducción

0.1 Motivación

El sector eólico experimenta una fuerte expansión por el crecimiento en la demanda energética mientras que el interés y popularidad de las energías renovables crece ante el empeoramiento de la situación climática mundial. En un afán por resolver los inconvenientes asociados a la energía eólica terrestre, se ha visto en los recursos eólicos marinos un enorme potencial para abastecer la demanda energética del futuro.

Las limitaciones asociadas a los primeros métodos de instalación de turbinas eólicas marinas han despertado el interés de la comunidad científica. Las plataformas flotantes se postulan como la tecnología más prometedora para explotar los intensos, estables y frecuentes vientos marinos.

Sin embargo, las contrapartidas que supone la utilización de turbinas eólicas flotantes no son todavía asumibles. La fatiga producida por las perturbaciones del viento y el oleaje sobre las plataformas flotantes excede los límites requeridos para considerarlas viables. Por ello, se están realizando grandes esfuerzos por encontrar una solución que permita el cambio de paradigma. Una de las alternativas más prometedoras es la aplicación de técnicas de control estructural para mitigar las cargas a las que la torre de la turbina se vería sometida.

Este proyecto surge del interés por trabajar en una línea de investigación sobre la estabilización de turbinas eólicas marinas flotantes de tipo plataforma, al considerarse un nicho de oportunidades para la aplicación de técnicas de optimización y control basadas en inteligencia artificial.

Además de los conocimientos específicos ganados en el campo de la energía eólica y el control estructural, el carácter científico de este proyecto ha permitido desarrollar la faceta investigadora del alumno mediante la preparación de artículos y presentaciones con los resultados alcanzados para su envío a congresos y revistas de alcance internacional.

Finalmente, en un futuro cercano en el que las empresas del ámbito de la energía den el salto en firme hacia el diseño de plataformas eólicas marinas, los estudios y modelos desarrollados podrían tener gran interés comercial de cara a la especificación, diseño y certificación de la instalación de turbinas sobre plataformas flotantes.

0.2 Objetivos

El objetivo general de este proyecto es estudiar la estabilización de turbinas eólicas marinas flotantes de tipo plataforma mediante la aplicación de técnicas de control estructural pasivo.

Dicho esto, los objetivos del proyecto podrían desglosarse en diferentes niveles. Primeramente, a alto nivel, se desea una reducción de los costes, una maximización de la productividad energética y una alta fiabilidad. La evolución de estos objetivos hacia un nivel intermedio se plasmaría en una búsqueda de reducción de fallos, disminución del mantenimiento y una mayor eficiencia en la producción de energía eléctrica. Todos los objetivos anteriores desembocan en un punto común, que sería el buen mantenimiento de la estructura y su estado para permitir la producción

eléctrica. De manera pormenorizada, a bajo nivel, los fenómenos que más afectan al sufrimiento de la estructura son las vibraciones, en concreto las cargas dinámicas cíclicas que producen la fatiga estructural. Son estas cargas de fatiga las que representan el denominador común de los objetivos planteados y, por lo tanto, la variable sobre la que se han centrado los esfuerzos.

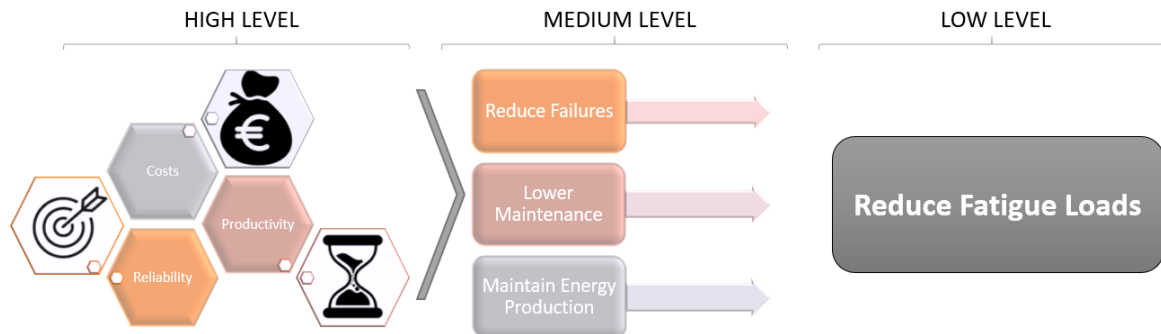


Figura 0.1.- Desglose de objetivos

Existen diversas técnicas para la reducción de la fatiga estructural. En este proyecto se ha explorado la aplicación del control estructural pasivo, para lo que se ha realizado un riguroso trabajo de investigación. Para favorecer la organización de la memoria, se definen a continuación las máximas finales del proyecto una vez concluido:

1. Se busca una reducción de los niveles de fatiga estructural en turbinas eólicas marinas flotantes de tipo plataforma, mediante la aplicación de técnicas de control estructural pasivo.
2. Al tratarse de un campo de estudio relativamente novedoso, se desea conocer las ventajas y capacidades que ofrece el control estructural pasivo.
3. Dentro de la incorporación del control estructural pasivo, resulta de especial interés conocer la dependencia de los resultados con respecto a variables restrictivas en el diseño del sistema, como pueden ser la masa del dispositivo amortiguador o el espacio de instalación disponible.
4. Además de la aplicación de elementos de control estructural convencionales, se desea conocer la influencia de la adición de un dispositivo avanzado conocido como inerter.

Para cumplir con ello, el desarrollo del proyecto se repartió en varios hitos intermedios, a saber:

- Estudio del estado del arte. Con el objetivo de conocer la situación actual y las tendencias en cuanto a la estabilización de turbinas eólicas flotantes, la implementación del control estructural y el dispositivo inerter. Completar esta fase permitió definir las líneas de actuación y establecer los ensayos de interés para el proyecto.
- Puesta a punto de los métodos de simulación. Existen programas que permiten reproducir el comportamiento de la turbina con una elevada precisión. La instalación, configuración y verificación del funcionamiento de estas herramientas constituyó una parte importante del trabajo.
- Desarrollo de un modelo de simulación propio, que incluyera los dispositivos de control estructural a estudiar y que pudiera ser incorporado en un bucle

de optimización. Para esto, se codificó un modelo de grados de libertad reducidos, centrado en los movimientos y fenómenos que provocan mayor fatiga estructural.

- Desarrollo de bucles de optimización para el control estructural. Se programaron múltiples optimizaciones diferentes, combinando todos los dispositivos de control estructural pasivo existentes. Por la variabilidad en la naturaleza de los problemas y su no linealidad, se utilizaron algoritmos genéticos para la búsqueda de soluciones.
- Análisis de los datos obtenidos. Se encontraron multitud de relaciones entre las variables de optimización utilizadas y tendencias diferentes en función de cuáles se consideraran fijas y cuáles optimizables en cada caso. El análisis de todos los resultados se realizó tanto en el dominio del tiempo como en el dominio de la frecuencia.

0.3 Estructura de la memoria

El presente documento se ha dividido en las siguientes partes.

El capítulo 0 se dedica a introducir el proyecto, mostrando el interés por el mismo y su justificación. Se presentan los objetivos con un desglose a diferentes niveles y sus hitos derivados, se describe la estructura de la memoria y se explican las publicaciones científicas que han surgido a raíz de los resultados obtenidos.

El capítulo 1 expone el estado del arte sobre las turbinas eólicas flotantes, el control estructural y el novedoso dispositivo *inertor*. Además, se realiza un repaso literario sobre las publicaciones científicas relacionadas, finalizando con una recopilación sobre las conclusiones más destacables en cuanto a tendencias y ensayos de interés para el proyecto.

El capítulo 2 se ha dedicado a la exposición del material y métodos utilizados. Esto incluye explicaciones sobre la configuración de los programas de simulación utilizados, el desarrollo teórico del modelo dinámico planteado y de las instrucciones de programación utilizadas. Se explica la codificación de programas para la identificación y validación del modelo, así como para la optimización del control estructural aplicado sobre el mismo.

El capítulo 3 ofrece los resultados obtenidos, incluyendo una revisión de las prestaciones del modelo propio identificado y mostrando las capacidades resultantes de las diferentes combinaciones de los dispositivos de control estructural pasivo planteados.

El capítulo 4 presenta las conclusiones del proyecto, desde la revisión de los objetivos inicialmente planteados hasta la recopilación de los hallazgos de mayor interés. Se incluye también una serie de líneas de actuación futuras de cara a la continuación de las investigaciones.

El capítulo 5 recoge las referencias bibliográficas que han permitido la realización del proyecto.

0.4 Publicaciones derivadas del TFM

Dado el carácter novedoso de las investigaciones realizadas en este proyecto, se dedicó parte del tiempo a ofrecer los resultados a la comunidad científica.

Los primeros datos fueron preparados para la décima edición del congreso internacional EUROSIM, celebrado del 1 al 5 de julio de 2019 en Logroño. Para ello, se escribió un artículo bajo el título “*Identification and Validation of a Barge Floating Offshore Wind Turbine Model with Optimized Tuned Mass Damper*”. En él, se recogió la primera mitad del proyecto, esto es, el proceso de identificación y validación del modelo dinámico de la turbina y los primeros resultados de la optimización del amortiguador de masa sintonizada convencional. Este artículo, escrito en colaboración con María Tomás-Rodríguez de la *City University of London*, fue aceptado para el congreso y se presentó en la Sesión 8 (*Special Session on Approaching Floating Off-shore Wind Turbines (FOWT): modelling, optimization and control*).

La información presentada en el congreso EUROSIM 2019 será ampliada y enviada para su publicación en una revista científica de prestigio y corte internacional.

Además de los resultados ya expuestos, la segunda mitad del proyecto obtuvo descubrimientos aún más interesantes, de los que no se ha encontrado mención alguna en la literatura revisada. Por ello, también serán plasmados en futuros artículos y enviados a otros congresos y revistas científicas interesadas.

1. Estudio de las tecnologías

El primer paso para poder realizar una correcta investigación es conocer los aspectos generales sobre el campo de estudio, así como las aportaciones relevantes de otros investigadores e identificar las tendencias comunes. En este apartado se introduce la energía eólica marina y se recopila información importante sobre las turbinas eólicas flotantes, el control estructural y los estudios relacionados encontrados.

1.1 Energía eólica marina

La producción de energía eólica ha experimentado una gran expansión en los últimos años. Las turbinas eólicas terrestres se han ido instalando a lo largo de toda la corteza terrestre, cubriendo las zonas de mayor potencial eólico. Sin embargo, mientras muchos de sus inconvenientes como el impacto acústico y visual continúan sin estar resueltos, la demanda energética crece en paralelo a los compromisos políticos por la producción de energía limpia. Como consecuencia de esto, el sector está viendo en los océanos un gran nicho de mercado sin explotar.

Es bien sabido que los recursos eólicos marinos tienen un gran potencial, caracterizándose por disponer de vientos que a la vez son más intensos, estables y frecuentes que los que pueden encontrarse en zonas terrestres. La alta densidad de población en zonas costeras supone también un factor favorable, reduciendo la distancia entre el productor y el consumidor.

Por otra parte, las fuentes de energía renovables suelen estar descentralizadas y su explotación conlleva inconvenientes asociados con la tipología de la infraestructura eléctrica convencional. La energía eólica marina se distingue por permitir la instalación de grandes parques eólicos que pueden actuar como una fuente de producción eléctrica centralizada, aprovechando las ventajas de la red de distribución eléctrica existente.

Hasta el momento, la instalación de turbinas eólicas marinas (OWT, *Offshore Wind Turbines*) se realiza mayoritariamente en zonas cercanas a la costa y en aguas poco profundas. Los sistemas más ampliamente utilizados son aquellos que fijan la estructura de apoyo al fondo marino. En la Figura 1.1 se representan los diferentes tipos.

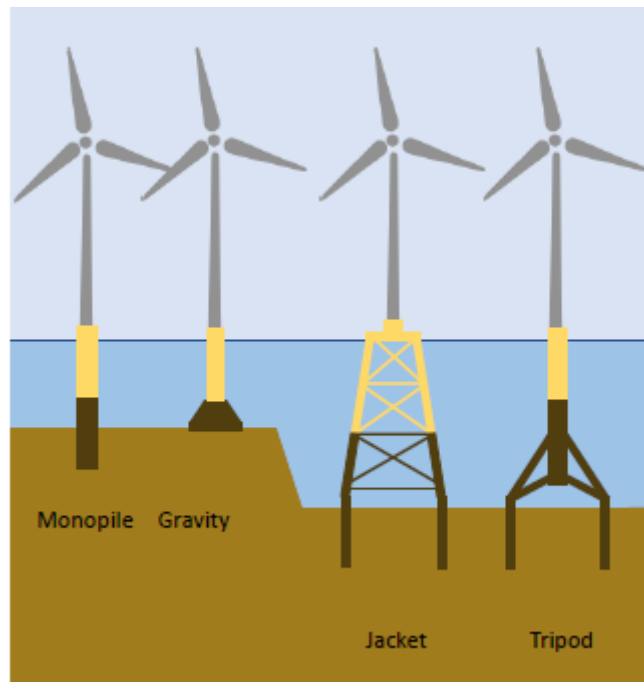


Figura 1.1.- Tipos de turbinas eólicas marinas fijadas en el fondo marino

Fuente: [1]

Actualmente Noruega y los Países Bajos ejercen un liderazgo absoluto en la explotación de energía eólica marina. Juntos representan el 85% de la potencia instalada y el 59% de los parques eólicos marinos en construcción a nivel mundial. Toda esta capacidad está concentrada en el Mar del Norte, que al estar situado sobre la corteza continental europea y tener una profundidad media de 90 metros, constituye un escenario ideal para la cosecha del viento marino.

Estas tecnologías procedentes de la industria petrolera constituyen las formas de instalación más sencillas. Sin embargo, tienen un coste de instalación muy dependiente de la profundidad de las aguas y se consideran económicamente inviables para profundidades superiores a unos 60 metros. Por otra parte, la cimentación en el lecho marino tiene un considerable impacto ambiental y las zonas de aguas poco profundas representan una minoría en comparación con la superficie marina disponible en todo el mundo. Además, no se consigue evitar su impacto visual, si bien el acústico sí se ve notablemente reducido.

1.2 Turbinas eólicas flotantes

Las turbinas eólicas marinas flotantes (FOWT, *Floating Offshore Wind Turbines*) utilizan nuevos conceptos de fijación, menos intrusivos en el lecho marino y técnicamente viables para profundidades de hasta 900 metros. Existen tres tipos principales de estructuras flotantes, que derivan de los tres principios fundamentales de estabilización en los que se basan, que son:

1. Boya o “*Spar Buoy*”. Se trata de una estructura flotante lastrada en profundidad, consiguiendo un centro de masas muy por debajo de la línea de flotación. De esta manera, la estabilización se logra gracias al momento ejercido por el lastre.

2. Plataforma sobre líneas tensadas o “TLP, *Tension Leg Platform*”. Se trata de una estructura flotante sumergida y anclada al fondo mediante líneas de amarre. La estabilización se alcanza gracias a la tensión en las líneas de amarre, que tiende a mantener a la turbina en su posición.
3. Plataforma flotante o “*Barge*”. Se trata de una estructura flotante con una gran superficie sobre el agua y un centro de masas por debajo de la línea de flotación. Gracias a la elevada masa añadida de agua y su gran área sobre el plano de flotación, la plataforma tiende a conservar su posición ante la perturbación del oleaje.

En los tres casos, la deriva de la estructura la impiden las líneas de amarre al fondo marino. La Figura 1.2 muestra los conceptos explicados.

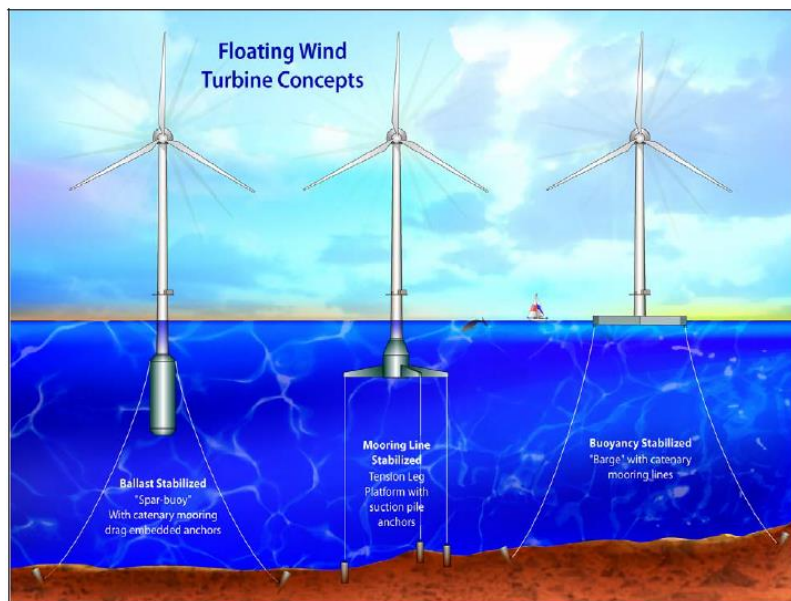


Figura 1.2.- Tipos de turbinas eólicas flotantes

Fuente: [2]

Uno de los pocos ejemplos exitosos a gran escala de turbinas flotantes es el del parque eólico Hywind de la empresa petrolera Equinor (antes llamada Statoil). Se trata de un parque piloto en el este de Escocia, formado por cinco turbinas flotantes de tipo *spar buoy* que suman una potencia instalada de 30 MW. La profundidad de las aguas en las que reside alcanza los 129 metros y desde su entrada en operación a finales de 2017 ha demostrado tener una gran productividad, lo que ha supuesto un cambio de paradigma en el sector eólico. En la Figura 1.3 se muestra una imagen del parque eólico.



Figura 1.3.- Parque eólico Hywind Scotland

Fuente: Equinor

1.3 Turbinas eólicas flotantes de tipo plataforma

De las tecnologías de flotación citadas, este trabajo se ha centrado en las de plataforma que, si bien presentan ciertas ventajas, también requieren la solución de algunos inconvenientes importantes.

Entre los aspectos positivos, el reducido calado de este método permite la instalación de la turbina eólica y su integración sobre la plataforma en un puerto, evitando la necesidad de embarcaciones especializadas. Una vez ensamblado el conjunto, se puede remolcar hasta su posición final. La posibilidad del retorno de una turbina a puerto también facilita enormemente las labores de mantenimiento intensivo y reparación. Por último, la dependencia de su coste con la profundidad de instalación es mínima.

1.4 Perturbaciones y cargas estructurales en turbinas eólicas marinas

Además de las cargas habituales sufridas por una turbina eólica, principalmente por efecto del viento, su instalación en el entorno marino y sobre una plataforma flotante requiere la consideración de las cargas hidrodinámicas, la contribución de las líneas de amarre y el acoplamiento dinámico de los movimientos de la turbina y la estructura de soporte. Se han encontrado diferentes análisis estructurales sobre la instalación de turbinas eólicas sobre plataformas marinas. Lo curioso de ellos es que no siempre utilizan el mismo modelo para reproducir los fenómenos físicos y no todos centran su atención en los mismos factores, por lo que cada uno tiene sus fortalezas y debilidades. A continuación, se resumen los más interesantes.

Henderson y Patel [3] utilizaron operadores de amplitud de respuesta (RAOs, Response Amplitude Operators) en el dominio del tiempo para reproducir los movimientos de una turbina eólica y determinar los efectos de fatiga que tienen los movimientos de la plataforma. Este estudio se realizó para un prototipo de plataforma semi sumergible capaz de soportar cinco turbinas de 700kW. Entre sus hallazgos, encontraron que los movimientos de la plataforma no tienen repercusión sobre la producción eléctrica ni la carga del rotor, siendo estos factores principalmente dependientes de la aerodinámica del rotor. Sí encontraron, no

obstante, que los movimientos de la plataforma tienen un efecto significativo en las cargas estructurales de la góndola y la torre, dominadas por la inercia, concluyendo que la torre debe ser reforzada si no se consiguen mitigar los movimientos de la plataforma. Estos descubrimientos fueron también confirmados en estudios independientes realizados por Fulton, Malcolm, Moroz y Withee [4, 5] utilizando métodos diferentes, también en el dominio del tiempo, adaptando un simulador aeroelástico para incluir efectos de movimiento de una plataforma de tipo TLP y sus cargas hidrodinámicas. Otras conclusiones similares fueron obtenidas por Neilsen, Hanson y Skaare [6, 7] en estudios más recientes realizados para el proyecto Hywind. En él se utilizó un programa de aeroelasticidad e hidrodinámica acoplada para diseñar la plataforma de soporte de tipo Spar-buoy y un sistema de control de ángulo de pala alternativo para aumentar la esperanza de vida estructural, reduciendo su fatiga. La importancia de este estudio, cuyos resultados se validaron en laboratorio mediante experimentación con un modelo a escala reducida, reside en que representa uno de los pocos casos llevados a cabo a escala real y con resultado exitoso. Otras referencias de estudios de viabilidad técnica de estructuras de turbinas flotantes mediante modelos en el dominio del tiempo son [8, 9].

Muchos de estos estudios se encuentran limitados en precisión por la utilización de métodos simplificados. En [10, 11], con el uso de las ecuaciones de Morison se desprecian muchos efectos relativos a la difracción y radiación del oleaje, efectos de superficie libre o de acoplamiento entre modos de movimiento inducidos por la masa añadida. Por otra parte, en el estudio [12, 13], a pesar de que se utiliza un completo modelado hidrodinámico, los modelos aerodinámicos y de dinámica estructural no son tan sofisticados.

Existen estándares industriales para la certificación de turbinas eólicas que proporcionan las cargas a tener en cuenta para el diseño de un sistema de producción eólico. Los más importantes son las prácticas recomendadas de la empresa *DNV GL*, de calidad y gestión de riesgos, recogidas en el DNV-RP-C205 y la serie IEC 61400 de la *International Electrotechnical Commission* (IEC). El IEC 61400-3 complementa los requisitos de diseño para turbinas eólicas recogidos en el IEC 61400-1 en caso de que sean instaladas en el entorno marino. Ambos estándares requieren la realización de un análisis integral de cargas de cara a la certificación de la máquina. Dicho análisis también resulta útil para el proceso de diseño, permitiendo obtener una solución económica cumpliendo las prestaciones e integridad estructural proyectadas. Los análisis integrales de cargas se llevan a cabo con herramientas de simulación en el dominio del tiempo que emplean sofisticados modelos para determinar los efectos de turbulencia aerodinámica, cargas gravitacionales e inerciales en el rotor, la góndola y la torre, efectos elásticos de y entre componentes estructurales y efectos de actuadores mecánicos y mecanismos eléctricos. En el caso de las turbinas marinas, se deben introducir modelos adicionales para las cargas hidrodinámicas, el acoplamiento de movimientos entre la plataforma y la turbina, y la caracterización dinámica del sistema de amarre.

En [14] Jonkman y Buhl presentan un análisis preliminar de cargas guiado por los estándares del IEC y llevado a cabo con el software de simulación de alta fidelidad FAST, descrito en 1.8, para una turbina eólica de 5-MW situada tanto en tierra como sobre una plataforma flotante de tipo *barge*. El análisis permitió caracterizar la respuesta dinámica de los sistemas sobre mar y tierra. Además, la comparación de los dos sistemas sirvió para determinar de manera cuantitativa el impacto del

acoplamiento dinámico de la turbina con la estructura de soporte marino en presencia de cargas combinadas de viento y oleaje. Este estudio representa un análisis de viabilidad, que sirvió para conocer las modificaciones necesarias a realizar sobre una turbina eólica concebida inicialmente para ser instalada en tierra firme. Entre los resultados obtenidos, destaca que la plataforma flotante es susceptible de sufrir movimientos de cabeceo excesivos en condiciones de oleaje severas. A continuación, se resumen el resto de los hallazgos de interés.

Durante los ensayos en operación nominal, las variaciones de los valores máximos y mínimos para el sistema flotante se incrementan con la velocidad del viento. En concreto, se incrementan con los movimientos de cabeceo de la plataforma por tener esta una tendencia natural a moverse con las olas de superficie, que crecen con el viento. Los movimientos de la plataforma repercuten sobre la potencia del generador y la velocidad del rotor, lo que supone una pérdida de la energía capturada y un incremento en las emisiones acústicas. El cabeceo de la plataforma también aumenta las cargas, con mayor incidencia en la base de la torre que en las palas o la transmisión, porque el sistema flotante actúa como un péndulo invertido y el mayor efecto que se produce por la inercia es en torno al punto pivote. El sistema es especialmente sensible al oleaje con periodos en el rango entre 10 y 15 segundos. La explicación de esto reside en que el modo de vibración del conjunto de la turbina y la plataforma tiene una frecuencia natural aproximada de 0,086 Hz, lo que corresponde con un periodo natural de 11,6 segundos. A excepción de la tensión en las líneas de amarre, la turbina montada sobre la plataforma sufrió mayores perturbaciones por la excitación del oleaje que del viento.

La comparación del sistema flotante con respecto a la misma turbina instalada en tierra firme desveló la existencia de cargas excesivamente elevadas. La proporción de las cargas con respecto al sistema terrestre va en aumento desde la punta de pala, a través de la transmisión y la góndola, hacia la base de la torre. Esto se debe, de nuevo, al efecto de péndulo invertido en la turbina flotante. Los valores absolutos extremos registrados en las simulaciones de la turbina flotante para las variables de momento en la base de la torre y deflexión de esta superan en un factor x5 los experimentados por la turbina en tierra. También se obtienen importantes momentos de guiñada, pero son consecuencia del efecto giroscópico introducido por el rotor en movimiento cuando la plataforma hace movimientos de cabeceo.

1.5 Turbina flotante de referencia

Este proyecto no trata el diseño de una turbina eólica en concreto, sino que pretende realizar un análisis de viabilidad del control estructural pasivo para la reducción de fatiga estructural en turbinas eólicas flotantes. Por ello, se ha tomado una turbina eólica que constituye una referencia muy utilizada en muchos otros proyectos del mismo campo.

NREL Offshore 5-MW Baseline Wind Turbine

Con respecto a la turbina eólica, el modelo elegido es el *NREL Offshore 5-MW*. Esta turbina es en realidad un modelo teórico establecido por *NREL*, el laboratorio estadounidense de energías renovables (*National Renewable Energy Laboratory*). Se trata de un conjunto de las especificaciones técnicas más representativas de una turbina eólica que ha servido de referencia para numerosos proyectos de investigación del programa estadounidense de tecnologías de energía eólica. Este

modelo se ha extendido internacionalmente al haber sido adoptado por el programa europeo de investigación *UpWind* y por la agencia internacional de energía (*International Energy Agency Wind Annex XXIII Offshore Code Comparison Collaborative*). Al constituir un modelo de referencia común para grupos de investigación en todo el mundo, es posible realizar una comparación cuantitativa de los diferentes resultados alcanzados.

La NREL 5-MW comenzó siendo una turbina de grandes dimensiones en su momento de nacimiento (2009) para los estándares de la época. Esto ha permitido que los estudios realizados sobre ella no hayan quedado obsoletos con el tiempo. Además, el dimensionamiento de esta turbina se realizó buscando la mínima potencia que se entendía haría económicamente viable un sistema de producción eólica flotante, teniendo en cuenta los elevados costes destinados a la plataforma de soporte.

Para la creación del modelo se partió de la información de diseño de diferentes fabricantes, prestando especial atención a la turbina *REpower 5M* y se completaron las especificaciones con métodos de diseño preliminar. El resultado fue una turbina convencional de tres palas, velocidad variable y eje horizontal, cuyas características se resumen en la Tabla 1-1. La información completa de la turbina puede encontrarse en [15].

Tabla 1-1.- Especificaciones de la NREL Offshore 5-MW

Especificaciones NREL Offshore 5-MW Baseline Wind Turbine	
Rating	5 MW
Rotor Orientation, Configuration	Upwind, 3 Blades
Control	Variable Speed, Collective Pitch
Drivetrain	High Speed, Multiple-Stage Gearbox
Rotor, Hub Diameter	126 m, 3 m
Hub Height	90 m
Cut-In, Rated, Cut-Out Wind Speed	3 m/s, 11.4 m/s, 25 m/s
Cut-In, Rated Rotor Speed	6.9 rpm, 12.1 rpm
Rated Tip Speed	80 m/s
Overhang, Shaft Tilt, Precone	5 m, 5°, 2.5°
Rotor Mass	110,000 kg
Nacelle Mass	240,000 kg
Tower Mass	347,460 kg
Coordinate Location of Overall CM	(-0.2 m, 0.0 m, 64.0 m)

Fuente: [15]

ITI Energy Barge

La plataforma flotante sobre la que está montada la turbina es un diseño preliminar desarrollado por el departamento de arquitectura e ingeniería naval de las universidades de Glasgow y Strathclyde a través de un contrato con ITI Energy. Esta plataforma conceptual está diseñada para soportar la NREL offshore 5-MW. La plataforma es cuadrada y está lastrada con agua de mar para alcanzar el calado de diseño, sumergiéndola lo suficiente como para evitar el golpeo incesante del oleaje. La deriva de la plataforma está restringida por un sistema de amarre formado por ocho líneas catenarias, dos en cada esquina de la plataforma formando 45 grados.

Las características de la plataforma se encuentran resumidas en la Tabla 1-2. La información completa de la plataforma puede encontrarse en [16] y en la Figura 1.4 se ofrece una representación de la turbina montada sobre la plataforma.

Tabla 1-2.- Especificaciones ITI Energy Barge

Especificaciones ITI Energy Barge	
Size (W×L×H)	40 m × 40 m × 10 m
Moonpool (W×L×H)	10 m × 10 m × 10 m
Draft, Freeboard	4 m, 6 m
Water Displacement	6,000 m ³
Mass, Including Ballast	5,452,000 kg
Center of Mass (CM) below SWL	0.282 m
Roll Inertia about CM	726,900,000 kg·m ²
Pitch Inertia about CM	726,900,000 kg·m ²
Yaw Inertia about CM	1,453,900,000 kg·m ²
Anchor (Water) Depth	150 m
Separation Between Opposing Anchors	773.8 m
Unstretched Line Length	473.3 m
Neutral Line Length Resting on Seabed	250 m
Line Diameter	0.0809 m
Line Mass Density	130.4 kg/m
Line Extensional Stiffness	589,000,000 N

Fuente: [16]

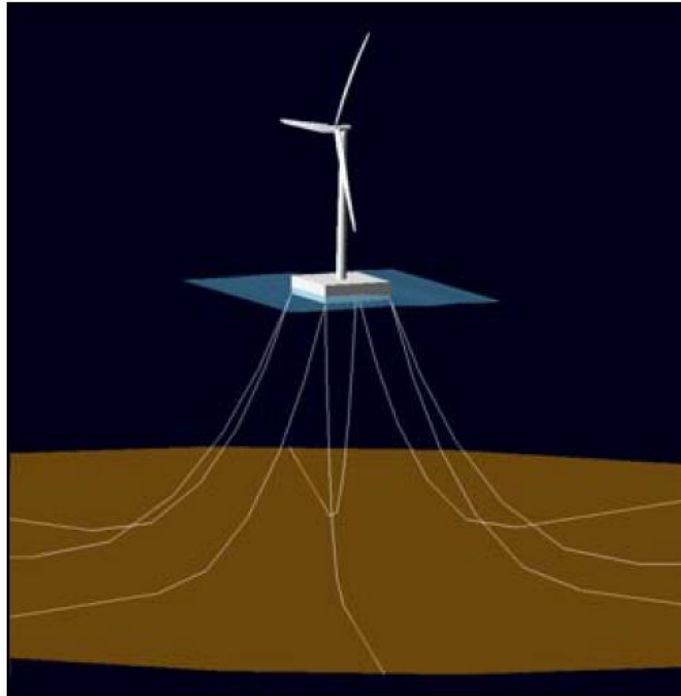


Figura 1.4.- Conjunto NREL 5-MW sobre ITI Energy Barge

Fuente: [14]

1.6 Reducción de cargas estructurales

En este apartado se plantean las estrategias existentes para la reducción de vibraciones. En general, las vibraciones mecánicas no son deseables, provocan un desgaste excesivo en rodamientos, aflojamiento de ensamblajes y fatiga estructural. Todo ello contribuye a una pérdida de eficiencia y un aumento en la probabilidad de fallos, que se debe compensar con un incremento de las labores de mantenimiento.

Se puede lograr reducir las vibraciones de muchas maneras diferentes, que se pueden dividir en tres tipos: rigidización, amortiguamiento y aislamiento. La rigidización se realiza sobre la misma estructura, fortaleciéndola o modificándola de manera que se desplaza su frecuencia de resonancia alejándola del espectro de excitación de las perturbaciones. Las medidas de amortiguamiento permiten absorber y disipar energía del sistema reduciendo los picos de resonancia. Por último, el aislamiento sirve para prevenir la propagación de las vibraciones.

El análisis de Jonkman y Buhl [14] se advierte sobre la necesidad de una revisión en el diseño del sistema flotante formado por la turbina NREL 5-MW y la plataforma ITI Energy Barge. En el mismo estudio se plantean dos posibles alternativas. Por un lado, la estructura podría simplemente fortalecerse, aunque esta solución puede no ser económicamente viable. Por otra parte, el sistema podría modificarse para mejorar la respuesta ante las perturbaciones, lo que disminuiría las cargas resultantes.

Como medida de amortiguamiento, podrían instalarse otros actuadores como estabilizadores giroscópicos o hidrodinámicos. Nuevas formas de control de pala, generador y guiñada podrían desarrollarse para amortiguar el cabeceo de la plataforma, ya que los métodos de control convencional producen una amplificación de los movimientos para vientos por encima de la velocidad nominal. El control

estructural a través de amortiguadores situados en diferentes partes de la estructura también podría servir para absorber las vibraciones.

Alternativamente, podrían adoptarse medidas de aislamiento. Estas deberían tratar de desacoplar el movimiento de cabeceo de la plataforma del de la turbina introduciendo grados de libertad (*degree of freedom*, DOF) adicionales en la plataforma como en el caso de la plataforma articulada multipropósito VersaBuoy [17] o entre la torre y la góndola como en [18].

Finalmente, debe tenerse en cuenta que los resultados obtenidos utilizaban un diseño preliminar de plataforma. Es razonable pensar que la respuesta de esta debe y puede mejorarse introduciendo modificaciones en su geometría, distribución de pesos y/o el sistema de amarre de forma que se logre reducir su movimiento natural de cabeceo y como consecuencia su impacto sobre la turbina.

Como ya se ha adelantado, para este proyecto se ha elegido estudiar la aplicación de técnicas de control estructural. En los apartados siguientes se hace una introducción histórica y se presentan las opciones disponibles.

1.7 Control estructural

Hasta los años 90, el método tradicional para el diseño de edificios se centraba en asegurar la resistencia frente a las cargas potenciales gravitatorias sobre la estructura durante la vida útil de la misma. Poco a poco, la resistencia frente a cargas laterales fue incorporándose a los requisitos de diseño, para lo que los ingenieros de estructuras tuvieron que empezar a tener en cuenta las características dinámicas de los edificios, es decir, su ductilidad además de su resistencia estática. Los primeros intentos incorporaban elementos diseñados para concentrar las cargas en ellos y estaban preparados para deformarse absorbiendo y disipando la energía de forma controlada, impidiendo el colapso del edificio. El desarrollo de soluciones que permitiesen superar esas limitaciones, proporcionando diseños más seguros y eficientes en la reflexión y absorción de la energía producida por diferentes cargas dinámicas como los terremotos, el viento o el tráfico, constituyó el nacimiento de los sistemas de control estructural bajo el concepto de “*smart structure systems*”.

Los sistemas de control estructural pueden utilizarse para reducir la respuesta de estructuras ante diferentes tipos de cargas dinámicas. En general, los dispositivos disponibles pueden clasificarse en cuatro grupos principales en función de su fuente de energía y las características de sus mecanismos, a saber:

- **Sistemas Pasivos:** aquellos que no requieren una fuente de energía para su operación. Utilizan el movimiento relativo de la estructura para generar las fuerzas de control. Están configurados para proteger a la estructura frente a una carga dinámica específica. Estos sistemas están limitados por su incapacidad para adaptarse a la excitación o a la respuesta del sistema. Como ventaja, son estables por naturaleza y no requieren ni energía externa ni mediciones estructurales sobre la frecuencia del sistema en su operación. Por todo esto, son los dispositivos con el menor mantenimiento y los más simples para diseñar y construir.
- **Sistemas Semi-Activos:** son una extensión de los sistemas pasivos hacia los activos, también referidos como amortiguadores controlables o inteligentes. Estos sistemas incluyen elementos adaptativos que incrementan su

efectividad y eficiencia. La adaptabilidad requiere la capacidad de recopilar información sobre la excitación del sistema y su respuesta estructural. Las mediciones de los sensores alimentan un computador, que controla un actuador regulando las propiedades del dispositivo pasivo siguiendo un algoritmo de control. A pesar de la complejidad añadida, estos sistemas siguen siendo relativamente fáciles de construir y seguros frente a fallos, aunque requieren cierta potencia de alimentación. Tienen una envolvente operativa superior a los pasivos aunque siguen estando limitados por trabajar con el movimiento relativo de la estructura.

- **Sistemas Activos:** son aquellos que pueden generar fuerzas sobre la estructura para contrarrestar las cargas dinámicas. Los datos recabados por los sensores permiten a un computador calcular la fuerza que debe ejercer el actuador sobre la estructura para mitigar las vibraciones. Aunque estos sistemas alcanzan una mayor efectividad que los sistemas pasivos, como es lógico, también requieren una elevada potencia de alimentación para desarrollar las grandes fuerzas del actuador. Por otra parte, al aportar energía a la estructura, el buen funcionamiento de este sistema resulta de importancia crítica.
- **Sistemas Híbridos:** son aquellos que surgen como resultado de una combinación de los anteriores.

Como puede observarse en la Figura 1.5, el control estructural es un campo muy amplio y con multitud de variantes.

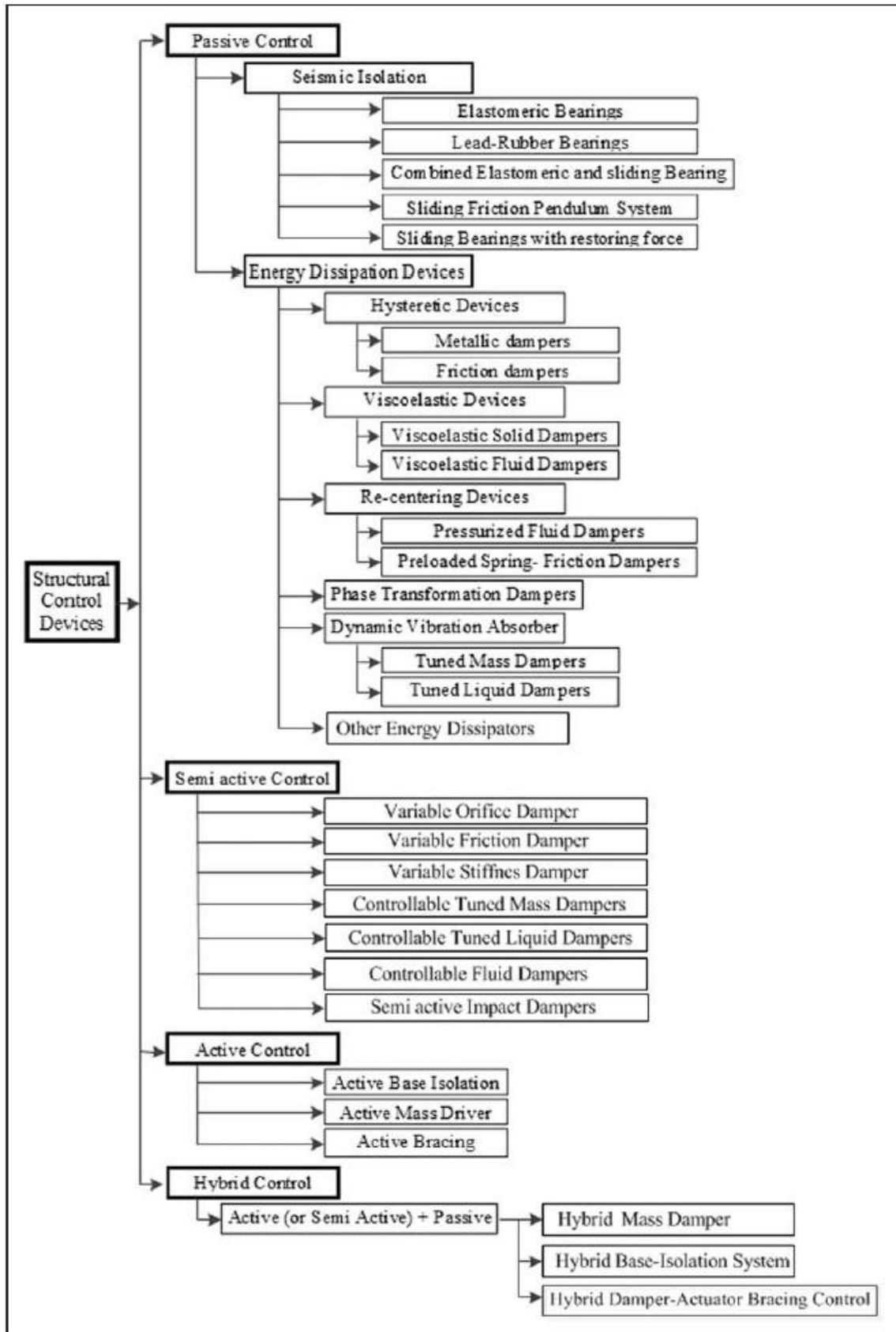


Figura 1.5.- Clasificación de los sistemas de control estructural

Fuente: [19]

1.7.1 Tuned Mass Damper: Amortiguador de masa sintonizada

Este proyecto, al ser una primera aproximación en el uso del control estructural sobre turbinas eólicas flotantes, se ha centrado en el uso de sistemas pasivos de disipación de energía, concretamente mediante la aplicación de un dispositivo de absorción de vibraciones dinámicas (DVA, *Dynamic Vibration Absorber*). Esta clase de sistemas se utiliza para reducir la demanda de disipación de energía en los elementos estructurales bajo cargas dinámicas. Esto se consigue transfiriendo parte de la energía vibratoria hacia un elemento absorbedor. El sistema elegido para tal función es un amortiguador de masa sintonizada o *Tuned Mass Damper* (TMD). El TMD contiene una masa con capacidad de movimiento relativo a la estructura, sobre la que está sujeta a través de un resorte y un amortiguador normalmente dispuestos en paralelo. Cuando el TMD es excitado por las vibraciones estructurales, parte de la energía cinética de la estructura es transferida hacia su masa. En este proceso, aparecen movimientos relativos entre la estructura y la masa del TMD, que permiten al elemento amortiguador absorber energía.

Un ejemplo de TMD en una edificación es el instalado en el Taipei 101 [20]. Esta torre de 101 plantas y 508 metros de altura se considera el rascacielos ecológico más alto del mundo. Dispone del TMD más grande y pesado conocido en el momento de su inauguración en 2003. A la vista del público, con 660 toneladas e instalado en la planta 89, permite al edificio soportar terremotos de hasta 7 grados en la escala de Richter y vientos de más de 450 km/h. En la Figura 1.6 se muestra el edificio, el TMD y un diagrama del mismo.

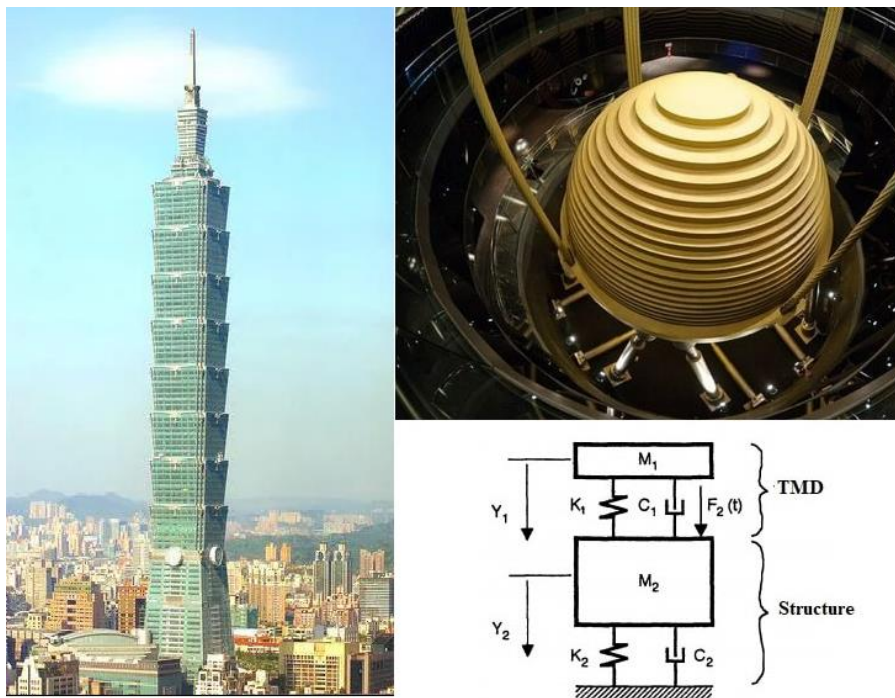


Figura 1.6.- Edificio Taipei 101 (izda.), su TMD (dcha. arriba) y un diagrama de este (dcha. abajo).

Fuente: theconstructor.org

Los TMDs disponen de tres variables a configurar en su forma más conceptual, una por cada elemento que lo constituye, a saber:

- Masa: cuanto más se incrementa mayor es su inercia y por tanto mayor es la energía cinética que puede acumular. Es una variable que suele estar limitada a un porcentaje de la masa total de la estructura.
- Rigidez: relativa al resorte, define la magnitud de la fuerza resultante proporcional a su compresión o extensión.
- Coeficiente de amortiguamiento: esta variable regula la magnitud de la fuerza resultante proporcional a la velocidad relativa entre los extremos del elemento amortiguador, es decir, entre la masa y la estructura.

Además de las propias variables de configuración, existen otros factores que completan las características del dispositivo TMD y que deberán tenerse en cuenta en el proceso de diseño, como pueden ser:

- Posición de instalación. Se han llegado a encontrar tres opciones diferentes para las turbinas flotantes; instalación en la góndola, en la torre o en la plataforma. Esto repercutirá en la magnitud y frecuencia de las cargas sufridas por el TMD, así como en otras restricciones de diseño.
- Dirección de movimiento. En las FOWT normalmente se instalan de forma que quede completamente alineado con la dirección frontal (fore-aft) o lateral (side-side), aunque existe la posibilidad de orientarlos creando configuraciones mixtas.
- Recorrido. En función del espacio físico disponible para la instalación del dispositivo, el movimiento de la masa del TMD puede estar limitado.
- Límites de recorrido. Pueden instalarse topes para limitar el recorrido. Estos suelen constar de un resorte y un amortiguador que comienzan a actuar a partir de una determinada desviación de la masa con respecto de su posición de reposo. La lógica de actuación también debe tenerse en cuenta. Esto es, en qué momento y dirección actúa cada uno de los dos dispositivos que forman el tope. La más habitual es aquella que solo permite fuerzas sobre la masa hacia su posición de reposo, esto significa que el resorte actúa en todo momento y el amortiguador solo cuando la masa se está alejando de su posición de reposo.

1.7.2 Inerter

En el año 2002, Malcom C. Smith, de la universidad de Cambridge, publicó sus estudios sobre un nuevo elemento para las redes mecánicas, que bautizó como *Inerter* [21]. Este elemento supuso un gran avance al completar la analogía entre las redes mecánicas y eléctricas. A continuación, se introduce brevemente su historia y características.

Existe una curiosa relación entre las redes de dispositivos mecánicos y eléctricos en la cual la fuerza es equivalente a la intensidad de corriente, la velocidad lo es a la tensión y un punto fijo en un sistema de referencia inercial lo es a la tensión nula de referencia o tierra. Como consecuencia de esto, existe también una correspondencia entre elementos mecánicos y eléctricos, como la del muelle con la bobina o el amortiguador con la resistencia. No obstante, existe una restricción en el caso de la masa, por el hecho de que la relación que satisface entre fuerza y velocidad, a través de la segunda ley de Newton, depende de su aceleración tomada de forma relativa al sistema inercial. Esto hace que la masa, entendida como

dispositivo mecánico, tenga un solo terminal, que es la posición de su centro de masas. En consecuencia, existe una clara limitación en la asociación de redes eléctricas y mecánicas, puesto que el condensador, que sería el elemento eléctrico correspondiente a la masa, posee dos terminales libres, pudiendo estar uno de ellos conectado o no a tierra.

Este problema ha impedido que el amplio desarrollo de la síntesis de circuitos eléctricos haya podido ser explotado para la síntesis de redes mecánicas. En [21] Malcom C. Smith introdujo un cambio de paradigma con la presentación de un nuevo dispositivo mecánico, el *inertor*, concebido para ser la verdadera equivalencia mecánica del condensador eléctrico. Con este elemento, todos los resultados de la teoría de circuitos tienen su aplicación directa a los sistemas mecánicos.

Sistemas Mecánicos		Circuitos Eléctricos
Fuerza	↔	Corriente
Velocidad	↔	Voltaje
Referencia Inercial	↔	Tierra
Muelle	↔	Bobina
Amortiguador	↔	Resistencia
Energía Cinética	↔	Energía Eléctrica
Energía Potencial	↔	Energía Magnética
Inertor	↔	Condensador

Figura 1.7.- Equivalencias entre sistemas mecánicos y eléctricos

En su forma ideal, el inertor se define como un elemento mecánico de dos terminales que ofrece una fuerza proporcional a la aceleración relativa entre sus dos terminales, en la misma dirección y sentido contrario a ella. La constante de proporcionalidad se conoce como inertancia y tiene unidades de masa. Se propusieron formas realizables de este dispositivo basadas en conjuntos de engranajes, principios hidráulicos, de piñón cremallera o tornillos sinfín (Figura 1.8).

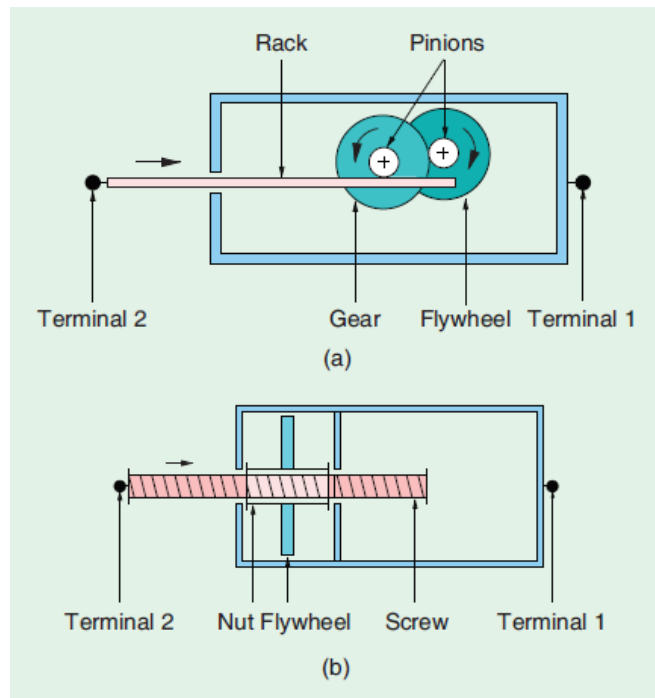


Figura 1.8.- Equivalencias entre sistemas mecánicos y eléctricos

Fuente: [22]

Al observar su potencial para suspensiones de vehículos y tras patentar el dispositivo, la universidad de Cambridge firmó un acuerdo de exclusividad con el equipo McLaren de Fórmula Uno que permitió a Kimi Raikkonen estrenar el dispositivo en el Gran Premio de España de 2005, cruzando la meta en primer lugar. El gran secretismo del equipo hizo que el dispositivo, llamado en clave *J-damper*, no fuese reconocido ni si quiera con filtraciones de planos a otros equipos, hasta su asociación con los artículos de Smith en 2008.

El uso de inerters en redes mecánicas se continúa estudiando hoy en día. Su uso se ha extendido desde los sistemas de suspensión a todo tipo de estructuras, incluyendo los TMDs. En [23] se estudia la optimización de dispositivos de absorción de vibraciones dinámicas a los que se les añade un inerter. En él se demuestra que la adición de un inerter al sistema por sí solo no proporciona ninguna mejora en índices de prestaciones H_∞ y despreciables con norma H_2 . En su lugar, el inerter debe introducirse acompañado de una red de dispositivos mecánicos que confieran un grado de libertad adicional al DVA tradicional. De esta manera, se pueden alcanzar mejoras del orden del 20%. Por otra parte, la presencia del inerter permite ensanchar el rango de frecuencias de absorción del sistema.

La adición del inerter al TMD para el control estructural pasivo de la turbina flotante resulta de especial interés, puesto que solamente se conocen tres publicaciones de estudios similares realizados hasta la fecha en todo el mundo.

1.8 Herramientas de simulación de alta fidelidad: FAST y FAST-SC

Para poder realizar estudios sobre modelos de turbinas eólicas es imprescindible poseer herramientas de simulación que permitan reproducir su comportamiento con la mayor fidelidad posible. De nuevo gracias al NREL, se tiene el programa FAST (*Fatigue, Aerodynamics, Structures and Turbulences*), un código libre que combina

modelos aerodinámicos, hidrodinámicos, modelos de control y de sistemas servodinámicos eléctricos y estructurales dinámicos y elásticos, permitiendo la simulación del comportamiento no lineal acoplado aero-hidro-servo-elástico en el dominio del tiempo de las turbinas eólicas modernas. FAST es un programa modular compuesto por numerosas subrutinas (Figura 1.9), con las siguientes particularidades:

- Las fuerzas aerodinámicas son calculadas con AeroDyn, que utiliza la teoría BEM del elemento de pala (*Blade Element Momentum*). Los cálculos incluyen las pérdidas por inducción axial y tangencial, en la punta y en el encastre usando el modelo de Prandtl y el modelo de pérdida dinámica de Beddoes-Leishman.
- La dinámica estructural se obtiene a través de un modelo de las palas y la torre con una representación modal lineal. Se modelan como cuerpos flexibles, con masa y rigidez distribuida y modos predefinidos. Se consideran dos grados de libertad axiales (*flapwise*) y uno transversal (*edgewise*) para las palas y dos frontales (*fore-aft*) y dos laterales (*side-side*) para la torre.
- La hidrodinámica se ha añadido para permitir estudios de turbinas marinas gracias a la subrutina *HydroDyn*. Esta permite cálculos de fuerzas de restauración hidrostáticas de flotación y del área del plano de flotación, resistencias viscosas usando la ecuación de Morison, contribuciones de masa de agua añadida y amortiguación de radiación de las olas, incluyendo efectos de superficie libre y excitaciones de olas incidentes. También genera las fuerzas del sistema de amarre.

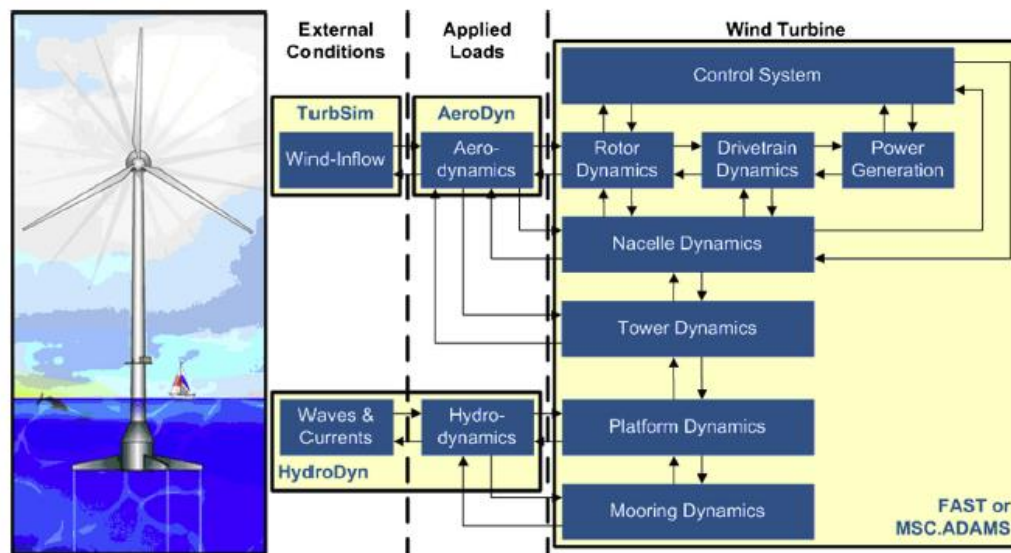


Figura 1.9.- Esquema modular de FAST

Fuente: [24]

Uno de los avances más importantes en el estudio del control estructural en FOWT ha sido la contribución de Lackner y Rotea al desarrollar una ampliación de FAST para permitir incorporar control estructural pasivo y activo, llamada FAST-SC [24]. Esta versión permite la incorporación de dos TMDs, colocados bien en la góndola de la turbina o en la plataforma, pudiendo definir su posición, orientación de actuación,

configuración de topes, masa y coeficientes de rigidez y amortiguamiento, además de incluir una interfaz con Simulink que permite la implementación de métodos semiactivos, híbridos y activos.

La aparición de FAST-SC ha supuesto un avance tan grande que, en la mayoría de los estudios posteriores del mismo y de otros autores, se ha utilizado como herramienta de trabajo en la identificación y validación de métodos de control estructural.

1.9 Antecedentes y trabajos relacionados

En este apartado se comentan las diferentes referencias encontradas sobre estabilización de turbinas eólicas marinas flotantes, destacando las tendencias comunes y los resultados más importantes.

Se han encontrado numerosos estudios que tratan la estabilización de turbinas eólicas marinas. La mayoría de ellos acometen el problema desde el punto de vista del control, introduciendo modificaciones sobre el sistema de control existente en la turbina para la producción eléctrica, que actúa sobre el ángulo de pala y el par del generador. Aunque el concepto es bueno y efectivo, se logra a expensas de un incremento en el uso del actuador de las palas, un incremento en las cargas de fatiga en el encastre de las mismas y una introducción de fluctuaciones en la potencia generada. Además, para ciertos tipos de turbinas flotantes como las de plataforma, aunque se alcanzan reducciones que son grandes en términos relativos, la estructura sigue teniendo unas cargas inaceptables en términos absolutos. Un ejemplo de esto es [25], donde se puede encontrar un estudio en profundidad sobre la incorporación de un control activo que actúa sobre el par del generador y el ángulo de ataque de las palas para reducir las oscilaciones de cabeceo en una turbina flotante del proyecto Hywind Demo, de tipo *spar buoy*. A pesar de que el controlador desarrollado resulta efectivo, no alcanza las magnitudes necesarias para solucionar el problema completo. Además, para alcanzar mejoras de un 7% en la producción eléctrica y de un 5% en la deflexión de la torre, se requiere un incremento en el control de pala de un 150%. Esto supone un aumento en las cargas de las palas y en el uso del actuador que controla su ángulo de ataque.

Avanzando en el foco de estudio, la literatura sobre control estructural en turbinas flotantes es bastante más reducida, más si solo consideramos la de turbinas de tipo plataforma flotante. Los investigadores Gordon M. Stewart, Matthew A. Lackner y Mario A. Rotea, de las universidades de Massachusetts Amherst y Texas, han sido los más activos en el estudio de la estabilidad de turbinas eólicas flotantes y en la aplicación de control estructural sobre ellas. Han publicado interesantes estudios sobre control pasivo [24], control híbrido [26] y control activo [27]. Todos estos estudios se han realizado sobre turbinas eólicas flotantes de tipo plataforma, concretamente utilizando la turbina NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge. En todas las publicaciones los autores han sido francos y han mostrado los inconvenientes de las diferentes estrategias. En el control activo, por ejemplo, se encontraron requerimientos de potencia para el actuador inasumibles, que alcanzaban los 2 MW.

Centrando la atención sobre los estudios de control estructural pasivo, se tiene conocimiento de tres publicaciones al respecto, cuya metodología y resultados se resumen a continuación.

El primer estudio en orden cronológico es [24]. En este artículo Lackner y Rotea documentan el desarrollo de FAST-SC y realizan una optimización de un TMD instalado en dirección frontal (*fore-aft*) en la góndola de la turbina NREL Offshore 5-MW con dos tipos de instalación: (i) sobre el fondo de tipo monopile y (ii) flotante sobre la plataforma ITI Energy Barge. El método utilizado para la optimización del TMD es muy sencillo. La masa se fija en 20000 kg y la constante de rigidez del resorte se elige para que la frecuencia natural del TMD coincida con la del modo dominante de la estructura, que en el caso de la plataforma flotante es el primer modo de vibración colectivo de cabeceo de la plataforma y flexión de la torre en dirección *fore-aft* con un valor de 0,50 rad/s. Posteriormente, se realiza un estudio paramétrico para elegir el valor del coeficiente de amortiguación, que se hace observando la evolución natural del sistema sin perturbaciones desde unas condiciones fuera de la posición de reposo durante 100 segundos. Esto se conoce como ensayos de caída libre o *free decay tests*. La variable objetivo utilizada en la optimización es la desviación estándar del desplazamiento en dirección *fore-aft* del extremo superior de la torre, denotada como $\sigma(TTD_{FA})$ (Fore-Aft Tower Top Displacement), ya que está altamente correlacionada con las cargas de fatiga sufridas por la torre. En todas las simulaciones realizadas con TMD, se utilizó una configuración de topes que fue seleccionada empíricamente y de la que no se conocen detalles. Aunque este estudio no profundiza especialmente en la optimización de las variables del TMD, los resultados son muy valiosos por estar debidamente argumentados. El artículo concluye con un interesante análisis sobre el comportamiento de la turbina y sus perturbaciones en el dominio de la frecuencia (Figura 1.10), gracias al cual se confirma que, únicamente para el caso de la turbina sobre plataforma flotante, la sintonización de un TMD pasivo con respecto al primer modo estructural tiene mucho sentido, ya que este se encuentra situado dentro del espectro de excitación del oleaje, lo que confiere al TMD una doble función. Esto último también puede indicar que el diseño de la plataforma debería revisarse para alejar su frecuencia natural de las de excitación de las perturbaciones, pero esta cuestión queda fuera del alcance del proyecto y se planteará en futuros estudios.

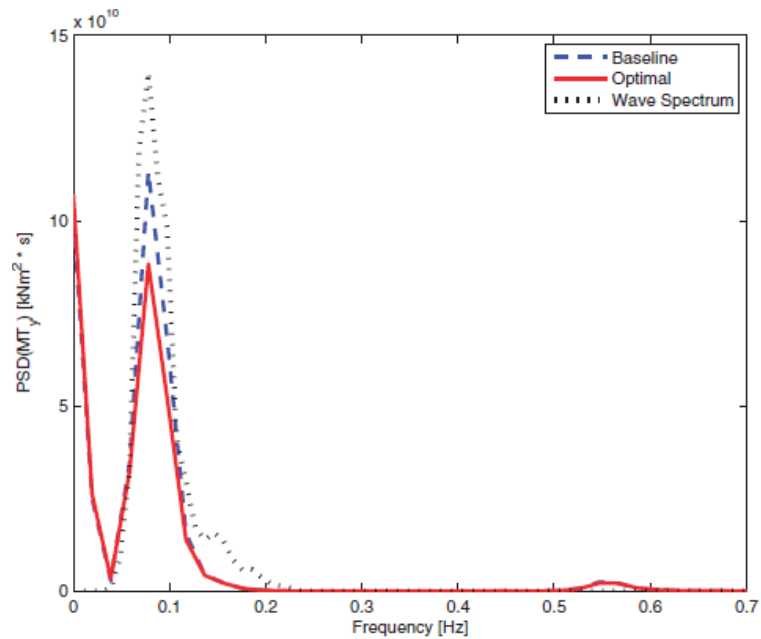


Figura 1.10.- Densidad espectral de potencia (PSD) del momento flector de la torre en dirección fore-aft

Fuente: [24]

En la segunda publicación [28], Stewart y Lackner presentan sus resultados sobre la optimización de dispositivos TMDs en diferentes configuraciones de la turbina NREL Offshore 5-MW, entre ellas, con la plataforma ITI Energy Barge. En este caso el método utilizado pasa por desarrollar un modelo dinámico de la turbina con grados de libertad reducidos y linealizado, cuyos parámetros son posteriormente identificados con FAST. Este modelo, que simplifica el comportamiento de la turbina sin perder precisión en los grados de libertad de interés, se introduce en un bucle de optimización para localizar los parámetros TMD que minimizan, de nuevo, la desviación estándar del TTD_{FA} . El estudio obtiene resultados para masas de 10000, 20000 y 40000 kg para un TMD instalado en la góndola y 100000, 200000 y 400000 kg para uno en la plataforma. En el TMD instalado en góndola se ofrecen los resultados en función de si se considera o no la existencia de topes. Como se muestra en la Figura 1.11, la presencia de los topes, necesarios para limitar el recorrido del TMD dentro de los límites de la góndola, transforma el problema, inicialmente lineal, que pasa a tener multitud de mínimos locales.

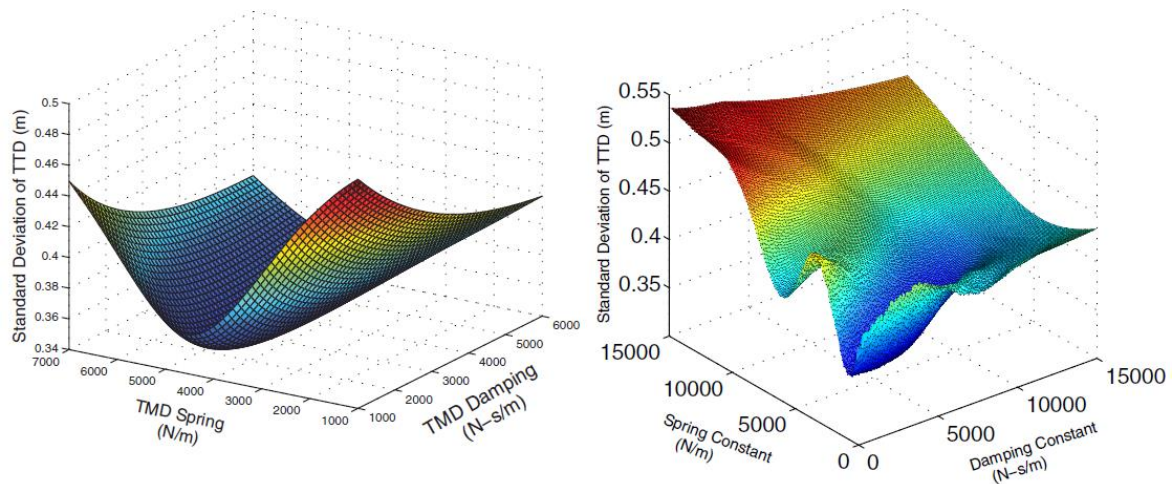


Figura 1.11.- Superficie de $\sigma(TTD_{FA})$ para diferentes configuraciones de resorte y amortiguador de TMD instalado en góndola sin topes (izquierda) y con topes (derecha)

Fuente: [28]

Finalmente, se hace uso de un algoritmo genético para optimizar el TMD y la configuración en góndola con mayor masa resulta ganadora. Sin embargo, en un ensayo de sensibilidad se obtienen mejores resultados al reducir la rigidez del muelle en un 10%, lo que indica que la optimización no obtuvo la solución global.

El tercer y último estudio completamente dedicado a la aplicación de control estructural pasivo sobre turbinas marinas flotantes es [29]. En este artículo de la Northwestern Polytechnical University of Xi'an (China), se realiza una optimización de parámetros de un TMD en dirección frontal (*fore-aft*) situado en la góndola de la NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge. De la misma manera que en [28], se obtiene un modelo dinámico basado en los principios físicos básicos que rigen el comportamiento de la turbina, que es identificado con FAST-SC para luego ser introducido en un bucle de optimización con algoritmos genéticos. Como en las investigaciones anteriores, la variable objetivo se considera la desviación estándar del TTD_{FA} . Lo que diferencia a este estudio es que incluye la masa como variable de optimización y encuentra su valor óptimo en 110700 kg. Este valor representa un incremento del 130% sobre la masa del conjunto rotor-góndola y prácticamente triplica los límites de masa de TMD establecidos por el resto de autores, por lo que se considera desproporcionado. Es probable que añadir un dispositivo con una masa de tal magnitud sobre la torre tendría impactos muy negativos sobre otras cargas estructurales no contemplados en el estudio.

Existen otras publicaciones en las que se realiza una primera implementación de control pasivo para posteriormente evolucionarlo, sobre todo, hacia un control híbrido. Estos habitualmente no desarrollan en profundidad las decisiones tomadas en el proceso de diseño y optimización del TMD, por lo que no han sido incluidas. No obstante, merece especial mención el de Lackner y Rotea [26]. En él, se implementan técnicas de control pasivo y activo sobre la NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge. Lo destacable es que en el apartado que cubre la aplicación del control pasivo, en el que se considera una masa máxima de 20000 kg, se anticipa que en futuros proyectos se incluirá la masa en la optimización, adelantando que cuanto más masa se tenga, mayor será la reducción de cargas alcanzada.

Por último, se han encontrado tres investigaciones que añaden un dispositivo inerter a un TMD en la góndola de una turbina eólica flotante [30-32]. Los tres corresponden a las universidades chinas de Nanjing y Hohai. En ellos se optimiza una red que incluye un inerter, utilizando teoría de síntesis de redes y optimizando sus componentes para reducir la carga estructural. En el primero se utiliza un modelo adimensional de sexto orden y en el segundo un modelo Multi-DOF de una turbina eólica desconocida. El tercero, más reciente, utiliza una metodología similar a los estudios comentados sobre control estructural pasivo, desarrollando un modelo lineal de la NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge identificado y validado con FAST-SC. La optimización se realiza para diferentes configuraciones de un TMD al que se añade una red de dispositivos que incluyen un inerter, dispuesta en paralelo al resorte y amortiguador tradicional del TMD. En el estudio se incluye una penalización por el recorrido del TMD, obteniéndose que la presencia del inerter reduce el momento en la base de la torre ligeramente, un 5%, cuando tiene su recorrido restringido.

1.9.1 Tendencias y ensayos de interés

Después del exhaustivo análisis realizado sobre la literatura encontrada, resulta conveniente recoger aquellas prácticas comunes encontradas, así como las discrepancias entre autores y las decisiones menos argumentadas. A continuación, se resumen estos aspectos identificando también los experimentos de interés. Todas estas consideraciones se han tomado como requisitos, más bien recomendaciones, para guiar la realización del proyecto.

Parece innegable que la utilización de FAST-SC aporta grandes garantías al proyecto, en el sentido de que sus simulaciones son las más realistas y precisas que pueden encontrarse. Por lo tanto y en la medida de lo posible, interesará realizar los experimentos con FAST-SC o al menos procurar que sean reproducibles con este software.

La capacidad de FAST-SC para describir fielmente el comportamiento de una turbina está sujeto a la gran cantidad de recursos computacionales requeridos. Por esto parece posible incluirlo en un bucle de optimización. Para tal fin, una práctica común es generar un modelo de grados de libertad reducidos que permita obtener resultados en menor tiempo y perdiendo la menor precisión posible. Es habitual realizar la identificación del modelo utilizando datos sintéticos generados por FAST-SC y con un algoritmo de mínimos cuadrados.

Ha sido frecuente encontrar identificaciones de parámetros de modelos a partir de ensayos de caída libre, aunque no parece que nadie haya prestado especial atención ni a las condiciones iniciales de dichos ensayos ni a su duración. Esto se ha visto tanto en los procesos de identificación como en los de validación, para los que en varias ocasiones ni si quiera se aportaban especificaciones. Resultará interesante conocer la variabilidad de la precisión de la identificación en función de estas condiciones, pudiendo especializar el modelo desarrollado para la representación de las variables de mayor interés.

La mayoría de publicaciones analizan el movimiento compuesto por el cabeceo de la plataforma y la deflexión de la torre en ese mismo plano (*fore-aft*). Este movimiento representa el primer modo de vibración de la estructura y a la vez es el más susceptible de producir fatiga en la base de la torre. Los estudios de cargas

también coinciden en que es donde deben centrarse los esfuerzos para mitigar las cargas.

La variable objetivo por excelencia es la desviación estándar del desplazamiento del extremo superior de la torre en dirección *fore-aft* $\sigma(TTD_{FA})$. Su alta correlación con la fatiga de la torre sufrida por su momento flector la hace ideal para guiar los procesos de optimización. Las simulaciones más avanzadas incluyen estudios de cargas (DEL, *Damage Equivalent Load*) en condiciones de cargas de diseño (DLC, *Design Load Case*), definidos por los estándares industriales ya mencionados.

En la optimización, no todos los autores han obtenido los mismos resultados. En este aspecto destaca el estudio de la masa como variable a optimizar en el TMD, en el que existen corrientes contrapuestas. En [29] Er-Ming HE, Ya-Qi Hu y Yang Zhang de la Northwestern Polytechnical University de Xi'an (China) sostienen que existe un valor óptimo en 110700 kg, mientras que en [26] Matthew A. Lackner y Mario A. Rotea de las universidades de Massachusetts Amherst y Texas anticipan que la masa siempre tenderá a máximos. Es probable que la explicación resida en que Matthew y Rotea no han llegado a considerar la utilización de masas de tal magnitud, pero igualmente resultará interesante confirmarlo.

Donde sí ha habido consenso ha sido en la utilización de los topes. Aunque no siempre estaban especificados, en la mayoría de los casos han sido introducidos con una distancia de actuación a partir de ± 8 metros de la posición de reposo del TMD y con unas constantes de rigidez del resorte y de amortiguación ambas de 500000 N/m ó Ns/m, respectivamente. La aplicación de los topes a esa distancia tiene una clara justificación, pues en la NREL Offshore 5-MW la góndola tiene una longitud total de 18 m. Se intentará analizar la variación de los resultados al optimizar la configuración de los topes. Esto podría obtener resultados interesantes al no haber sido realizado anteriormente.

Sobre el uso del inerter, llama la atención que en todos los casos se ha añadido este dispositivo dentro de una red que lo contiene, en lugar de introducirlo por separado como un elemento más. No se ha encontrado justificación teórica alguna para esta cuestión en las publicaciones citadas, aunque sí en la literatura revisada sobre teoría del inerter [23]. Independientemente de ello, interesará obtener resultados para confirmar su viabilidad de forma experimental.

2 Material y métodos

Este segundo capítulo se dedica a la exposición del material y métodos utilizados. Esto incluye explicaciones sobre la configuración de los programas de simulación utilizados, el desarrollo teórico del modelo dinámico planteado y de las instrucciones de programación utilizadas. Se explica la codificación de programas para la identificación y validación del modelo, así como para la optimización del control estructural aplicado sobre el mismo.

2.1 Simulaciones de alta fidelidad con el software FAST-SC

Antes de entrar en detalle en los aspectos técnicos del modelo desarrollado y su proceso de identificación, conviene dejar claro el software y hardware utilizado para las simulaciones de referencia. Estas simulaciones se han realizado con el software FAST-SC (descrito en 1.8).

Para realizar las simulaciones con la NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge, hay que tener en cuenta que esta turbina no utiliza el controlador de ángulo de pala y par del generador convencional integrado por defecto en las versiones oficiales de FAST. En su lugar, el controlador está implementado como una librería de enlace dinámico (DLL, *Dynamic Link Library*) en código *GH Bladed*. En ella se incluye la lógica para el control de velocidad variable del par generador y el control colectivo de las palas. Para que FAST utilice esa librería en sus ejecuciones, debe compilarse con un archivo de interfaz (*BladedDLLInterface.f90*) que incluya el enlace hacia ella.

En cuanto al hardware utilizado, se ha hecho uso de un ordenador personal marca MEDION Akoya con procesador Intel® Core™ i7-8550, 8 GB de memoria RAM y sistema operativo Windows 10 Home de 64 bits.

Con todas las particularidades anteriores, se ha encontrado un ejecutable de FAST-SC sobre la versión 7.01 compilada con las librerías dll en 32 bits que permiten el uso del controlador de la NREL Offshore 5-MW. Esta versión procede del repositorio ofrecido por la Universidad de Massachusetts Amherst. Al ser una versión compilada procedente de un sitio de confianza, se tiene mayor seguridad de que la ejecución del programa ofrecerá resultados correctos. No obstante, FAST incluye un test de certificación para validar su compilación e instalación. Este test consiste en la realización autónoma de varias simulaciones y la comparación de los resultados con unos archivos de referencia.

La instalación de FAST-SC debe realizarse como cualquier aplicación software del NREL, siguiendo los pasos documentados en [33]. Básicamente, se debe descomprimir el archivo de ficheros y crear un fichero Batch en Windows que permita ejecutar el programa desde cualquier directorio.

Una vez hecho esto, deben configurarse los archivos que necesita el programa siguiendo su manual [34]. FAST-SC se basa en la información disponible en diferentes archivos de entrada para realizar la simulación y vuelca los resultados en unos archivos de salida. Los archivos más importantes son los siguientes:

- Fichero de entrada (*.fst). Contiene los principales parámetros de configuración para la ejecución de FAST-SC y los enlaces a otros ficheros de entrada adicionales.
- Ficheros de entrada adicionales.

- Archivo de definición de la plataforma (*.dat). Contiene todas las propiedades de la plataforma necesarias para la ejecución de FAST-SC, incluyendo sus condiciones iniciales, sus propiedades hidrodinámicas, la configuración de las líneas de amarre y las condiciones de oleaje.
- Archivo de definición de la torre (*.dat). Contiene las propiedades geométricas y estructurales de la torre de la turbina.
- Archivos de definición de las palas (*.dat). Contienen las propiedades geométricas, aerodinámicas y estructurales de cada pala de la turbina.
- Archivo de entrada de AeroDyn. Contiene los parámetros de configuración para la ejecución de AeroDyn, un programa de cálculos aerodinámicos que se lanza como parte de la ejecución de FAST-SC. Entre ellos se incluye la especificación de los modelos aerodinámicos a utilizar, el archivo de datos de viento y los archivos de perfiles aerodinámicos de las palas.
- Fichero ejecutable compilado (*.exe). Es el que deberá ejecutarse introduciendo el archivo principal de entrada como argumento.
- Ficheros auxiliares para el ejecutable. En el caso de la versión compilada con la librería del controlador de la NREL 5-MW es necesario que los archivos “DISCON.dll” y “DFORRT.dll” se encuentren en el mismo directorio que FAST-SC.

Con cada ejecución de FAST-SC, se obtendrá como salida un fichero de texto plano que contiene un muestreo temporal de las variables establecidas en el apartado “OUTPUT” del archivo de entrada (.fst) con la frecuencia establecida por la variable de tiempo de integración “DT” del mismo fichero. Nótese que la ejecución de FAST-SC siempre produce archivos de salida sobre el directorio local de ejecución y siempre con el mismo nombre, por lo que se recomienda crear un directorio local diferente para cada simulación.

2.1.1 Perturbaciones: condiciones de viento y oleaje

Para simular diferentes perturbaciones se deben modificar varios ficheros de entrada. Por una parte, para el oleaje, se especifica el modelo y propiedades de las olas en el apartado “WAVES” del archivo de definición de la plataforma. Por otra parte, las condiciones de viento no se establecen de forma sencilla. Los vientos de la simulación se incluyen en un archivo de campo de vientos, especificado en el campo “WindFile” del archivo de entrada de AeroDyn. Los campos de vientos contienen vectores de velocidad de viento en tres componentes para cada uno de los puntos de una malla bidimensional rectangular. En la Figura 2.1 se puede encontrar una representación gráfica del campo de vientos.

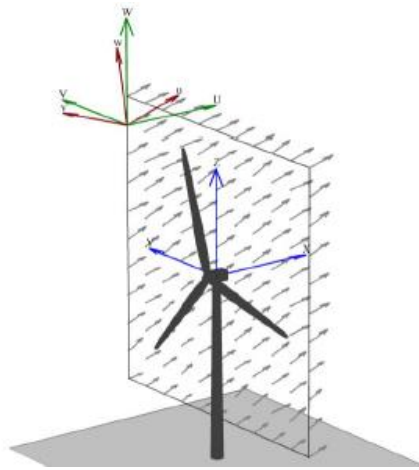


Figura 2.1.- Campo de vientos de TurbSim

Fuente: TurbSim user's guide (FORMATO)

La modificación de los vientos requiere la ejecución de otra herramienta software del NREL llamada TurbSim, dedicada a la simulación estocástica de vientos turbulentos basada en modelos estadísticos. Se recomienda la instalación de TurbSim en paralelo a la de FAST-SC, ya que es fundamental para generar las condiciones de viento deseadas para cada simulación. El archivo de entrada de TurbSim permite especificar el formato de salida, las dimensiones de la malla (en la que debe caber el rotor de la turbina) y las condiciones meteorológicas a simular. Entre estas últimas se incluye la velocidad media de los vientos, su dirección, su grado de turbulencia y su evolución con el tiempo. En caso de generar campos de vientos con AeroDyn para ser utilizados en turbinas marinas, deben respetarse las siguientes propiedades:

- Z0: Esta variable define la rugosidad de la superficie y debe tener un valor de 0,14.
- IECstandard: Para las condiciones de frontera se debe especificar la utilización del estándar IEC 61400-3, introduciendo el valor 3.

2.1.2 Ejecución de FAST-SC

La ejecución de FAST-SC se ha realizado siempre mediante terminal en Windows. Existen formas alternativas de ejecución a través de Matlab e incluso se incluye una librería de FAST-SC que permite la apertura de una interfaz con Simulink en tiempo real. Esta opción no ha sido necesaria para los experimentos realizados.

A pesar de que no se ha llegado a incluir FAST-SC en ningún bucle de optimización, la duración de sus simulaciones ha consumido grandes cantidades de tiempo, por lo que se considera conveniente aportar unos consejos de cara a su reducción. El tiempo de ejecución de FAST-SC se ha encontrado especialmente dependiente de los siguientes factores:

- Duración de la simulación. Al tratarse de una simulación en el dominio del tiempo, es obvio que la duración de la ejecución de FAST-SC es proporcional a la duración de la simulación.

- Resolución de la simulación. Como es también lógico, cuantos más pasos tenga que dar FAST-SC en una simulación para cubrir el mismo intervalo de tiempo, más tardará.
- Condiciones de viento. Antes de pasar a simular la respuesta de la turbina, FAST-SC se toma un tiempo para la lectura del campo de vientos. El tiempo de lectura depende del tamaño y resolución de este campo de vientos y es importante saber que será siempre el mismo, independientemente de la duración de la simulación.
- Variables de salida. En cada paso de simulación, FAST-SC escribe el valor de cada variable de salida en el fichero correspondiente. Si se selecciona un número elevado de variables, el tiempo de simulación de FAST-SC se verá aumentado.

En el presente proyecto, FAST-SC se utilizó principalmente para la realización de ensayos de caída libre en ausencia de perturbaciones. Por esto, un factor crucial para acortar las simulaciones fue la creación de un campo de vientos de lectura rápida. TurbSim no permite generar campos de vientos con velocidad nula, por lo que se generaron los vientos para una velocidad de 0,1 m/s y una malla de dimensiones muy reducidas, de 30 m² en lugar de los 21000 m² que se necesitarían para cubrir el rotor por completo.

2.2 Modelo de simulación

Con objeto de poder observar los cambios en el comportamiento del sistema ante la incorporación de los elementos de control estructural y, más aún, optimizar sus parámetros para minimizar el daño estructural, es necesario disponer de alguna herramienta de simulación. Aunque FAST-SC permite reproducir fielmente la respuesta del sistema, su demanda de recursos computacionales en caso de ser introducido en un bucle de optimización supera las capacidades disponibles.

Alternativamente, tal y como se ha observado en los estudios científicos de referencia, puede definirse un modelo dinámico del sistema de menor carga computacional. Este modelo se basa en los principales fenómenos físicos que rigen el comportamiento del sistema y se centra únicamente en los grados de libertad más íntimamente relacionados con las variables de estudio. Una vez formulado y para garantizar la máxima precisión posible, los parámetros del modelo se pueden identificar a partir de datos de simulación generados con FAST-SC.

Siguiendo los resultados obtenidos por los estudios de cargas analizados sobre la turbina NREL Offshore 5-MW montada sobre la plataforma ITI Energy Barge (apartado 1.6), la principal fuente de fatiga estructural proviene del elevado momento flector experimentado en la base de la torre como consecuencia de los movimientos de cabeceo de la plataforma. Esto permite definir los grados de libertad indispensables en el modelo, que serán el de flexión de la torre en dirección frontal (fore-aft) y el de movimiento rotacional de cabeceo de la plataforma.

La variable de referencia por excelencia para el estudio de la fatiga de la torre es la desviación estándar del desplazamiento del extremo superior de la torre con respecto a su posición relativa de reposo, que sigue la expresión:

$$\sigma(TTD_{FA}) = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^N (TTD_{FA_i} - \overline{TTD_{FA}})^2}{N}} \quad (1)$$

Esta variable representa un movimiento contenido en el mismo plano en el que se encuentran los dos grados de libertad planteados y puede definirse en función de ellos, por lo que no se considera necesaria la adición de ningún grado de libertad adicional para el sistema. Sin embargo, se añade un tercer grado de libertad adicional, necesario para modelar el desplazamiento traslacional de un amortiguador de masa sintonizada. Este TMD está instalado en la góndola y tiene libertad de movimiento en dirección fore-aft.

Otras consideraciones para el modelo dinámico estructural han sido las siguientes:

- El sistema completo se considera un sistema multicuerpo, con un punto de referencia para los movimientos tomado sobre el punto de pivote, es decir, en el encastrado de la torre con la plataforma.
- Se tienen dos cuerpos rígidos, la plataforma de soporte y la turbina, esta última compuesta por el conjunto de torre, rotor y góndola.
- La turbina se considera un péndulo invertido encastrado en la plataforma por la base de la torre en el punto de pivote. La flexibilidad de la torre en dirección fore-aft está modelada con un resorte de torsión y un amortiguador rotativo de coeficientes constantes.
- La plataforma de soporte se considera un sólido rígido, con un resorte de torsión para modelar los momentos hidrostáticos restituyentes y la rigidez de las líneas de amarre. El amortiguamiento hidrodinámico, viscoso y por radiación de olas se incluye en forma de un amortiguador rotativo. Por simplicidad, tanto el resorte como el amortiguador se consideran constantes, aunque esto pueda suponer ligeras imprecisiones.
- El modelo se utilizará para la realización de ensayos de caída libre, por lo que el resto de las dinámicas internas y cargas externas no han sido tenidas en cuenta.

En la Figura 2.2 se muestra un diagrama del modelo con un TMD en el interior de la góndola.

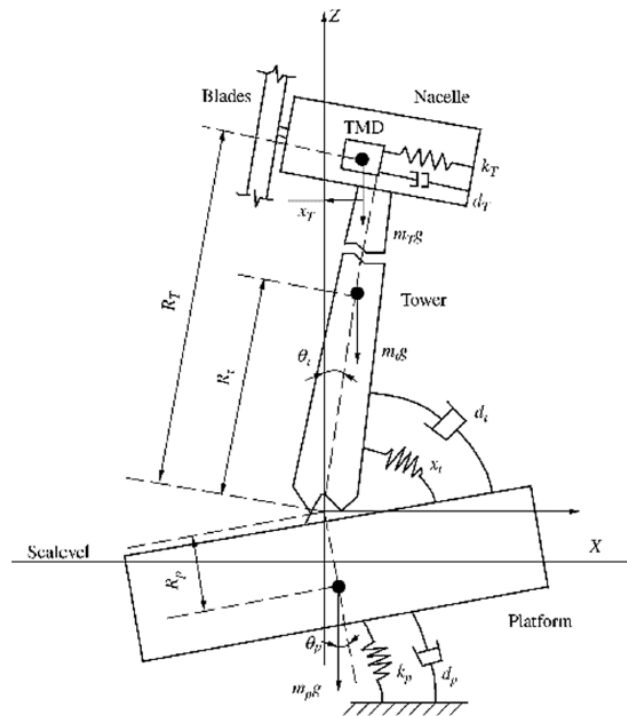


Figura 2.2.- Diagrama del modelo dinámico de simulación

Fuente: [29]

2.2.1 Modelo dinámico teórico básico

Habiendo definido las características del modelo, en este apartado se desarrollan sus ecuaciones dinámicas. Existen varias técnicas que permiten extraer las ecuaciones de movimiento del modelo, como el método de modelado de Kane, las leyes de movimiento de Newton o el principio de fuerzas inerciales de D'Alembert. En este caso, siguiendo la misma metodología que en [29], se ha elegido la formulación basada en las ecuaciones de Euler-Lagrange, que conduce a las mismas ecuaciones que los anteriores permitiendo diferenciar de una forma simple la contribución de cada elemento y evitando el complejo modelado del método de Kane o los cálculos vectoriales de Newton o D'Alembert.

Las ecuaciones de Euler-Lagrange constituyen un método analítico para obtener ecuaciones que rigen el movimiento físico de un sistema basándose en el balance de energías y fuerzas no conservativas. Así, se tienen las siguientes ecuaciones para un sistema no conservativo con "n" coordenadas generalizadas:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (2)$$

$$L = T - V \quad (3)$$

Donde L es el operador de Lagrange, Q_i son las fuerzas no potenciales generalizadas con respecto a la coordenada generalizada q_i . T y V son la energía cinética y potencial total del sistema, respectivamente. Exceptuando las fuerzas de los amortiguadores, el resto del sistema es conservativo. Las energías y fuerzas no potenciales del modelo siguen las siguientes expresiones:

$$T = \frac{1}{2}I_t\dot{\theta}_t^2 + \frac{1}{2}I_p\dot{\theta}_p^2 + \frac{1}{2}m_T\dot{x}_T^2 \quad (4)$$

$$V = \frac{1}{2}k_t(\theta_t - \theta_p)^2 + \frac{1}{2}k_T(R_T\sin\theta_t - x_T)^2 \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & + \frac{1}{2}k_p\theta_p^2 + m_t g R_t \cos\theta_t - m_p g R_p \cos\theta_p \\ & + m_T g [R_T \cos\theta_t + (R_T \sin\theta_t - x_T) \sin\theta_t] \\ & \begin{cases} Q_{\theta_t} = -d_t(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) - d_T R_T (R_T \dot{\theta}_t \cos\theta_t - \dot{x}_T) \\ Q_{\theta_p} = -d_p \dot{\theta}_p + d_t(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ Q_{x_T} = d_T (R_T \dot{\theta}_t \cos\theta_t - \dot{x}_T) \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$

Donde los sufijos p , t y T se utilizan para denotar las variables con respecto a las coordenadas generalizadas del cabeceo de la plataforma, la flexión de la torre y el desplazamiento del TMD, respectivamente. Los términos k y d se utilizan para denotar la rigidez de los resortes y el coeficiente del amortiguador.

Nótese que se ha tomado la proyección de la desviación de la masa del TMD de forma parcialmente simplificada, teniendo en cuenta que la torre siempre tendrá unos ángulos de deflexión pequeños. Esto ha permitido evitar la aparición de relaciones cuadráticas y cruzadas entre variables al simplificar notablemente los cálculos derivativos. A continuación, se expresa la simplificación realizada:

$$(R_T \sin\theta_t - x_T) / \cos\theta_t \xrightarrow{\theta_t \approx 0} (R_T \sin\theta_t - x_T) \quad (7)$$

La aplicación de las ecuaciones (2) y (3) al modelo resulta:

$$\begin{cases} I_t \ddot{\theta}_t = m_t g R_t \sin\theta_t - k_t(\theta_t - \theta_p) - d_t(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ \quad - m_T g (-R_T \sin\theta_t + 2R_T \sin\theta_t \cos\theta_t - x_T \cos\theta_t) \\ \quad \quad - k_T R_T (R_T \sin\theta_t - x_T) \cos\theta_t \\ \quad \quad - d_T R_T (R_T \cos\theta_t \dot{\theta}_t - \dot{x}_T) \\ I_p \ddot{\theta}_p = -d_p \dot{\theta}_p - k_p \theta_p - m_p g R_p \sin\theta_p \\ \quad \quad + k_t(\theta_t - \theta_p) + d_t(\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ m_T \ddot{x}_T = k_T (R_T \sin\theta_t - x_T) + m_T g \sin\theta_t \\ \quad \quad + d_T (R_T \cos\theta_t \dot{\theta}_t - \dot{x}_T) \end{cases} \quad (8)$$

Este sistema de ecuaciones forma un modelo dinámico no lineal del movimiento de la turbina eólica flotante en la dirección fore-aft. Dado que el modelo será utilizado para ensayos de caída libre, cuyas condiciones nunca llegarán a superar los 10 grados para el cabeceo de la plataforma ni para la deflexión de la torre, entonces pueden tomarse aproximaciones de ángulos pequeños para obtener una versión linealizada del modelo dinámico. Con esta simplificación, las ecuaciones quedarían de la siguiente manera:

$$\begin{cases} I_t \ddot{\theta}_t = m_t g R_t \theta_t - k_t (\theta_t - \theta_p) - d_t (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ \quad - m_T g (R_T \theta_t - x_T) - k_T R_T (R_T \theta_t - x_T) \\ \quad - d_T R_T (R_T \dot{\theta}_t - \dot{x}_T) \\ I_p \ddot{\theta}_p = -d_p \dot{\theta}_p - k_p \theta_p - m_p g R_p \theta_p \\ \quad + k_t (\theta_t - \theta_p) + d_t (\dot{\theta}_t - \dot{\theta}_p) \\ m_T \ddot{x}_T = k_T (R_T \theta_t - x_T) + m_T g \theta_t \\ \quad + d_T (R_T \dot{\theta}_t - \dot{x}_T) \end{cases} \quad (9)$$

2.2.2 Adición de topes del TMD

Los topes del TMD sirven para limitar el recorrido de la masa y se utilizan en los casos en los que se tienen limitaciones de espacio para la instalación del dispositivo. Simplemente consisten en un conjunto adicional de resorte y amortiguador dispuesto en cada extremo del recorrido, que comienzan a actuar a partir de cierta desviación de la masa con respecto a su posición de reposo.

Las variables de caracterización de los topes que se han añadido al modelo se han basado en las disponibles para la definición de los mismos en FAST-SC, para asegurar la reproducibilidad de los ensayos. Así, se tienen las siguientes variables:

- X_s : distancia con respecto a la posición de reposo a partir de la cual comienzan a actuar los topes. Se corresponde con las variables TmdXDWSP y TmdXUWSP en FAST-SC, que permite introducir un valor diferente para cada extremo.
- K_s : Rigidez del resorte del tope. Se corresponde con la variable TmdXSSpr en FAST-SC.
- d_s : Constante del amortiguador del tope. Se corresponde con la variable TmdXSDamp en FAST-SC.

Además de la definición correcta de las fuerzas ejercidas por los topes, debe prestarse especial atención a su lógica de actuación. Esto es, saber en qué sentido de movimiento actúan el resorte y el amortiguador del tope. Nuevamente, se decidió intentar aplicar la misma lógica presente en FAST-SC, que se dedujo empíricamente a partir de ensayos. Se concluyó que la lógica es tal que solo permite que el tope ejerza fuerzas restauradoras sobre la masa, es decir, el resorte actúa siempre y el amortiguador solo cuando la masa se está alejando de su posición neutral. Por lo tanto, en la aplicación de los topes no solo es necesario determinar la posición de la masa del TMD, sino que también debe conocerse la dirección de desplazamiento.

Tratando cada elemento del tope por separado, a continuación se determina la influencia de los mismos en las ecuaciones dinámicas del modelo.

El resorte produce sobre la masa una fuerza potencial siempre que esta esté alejada de la posición neutral una distancia superior a X_s . Por lo tanto, contribuye a la energía potencial del sistema con el siguiente término:

$$\Delta T = \begin{cases} +\frac{1}{2} k_s [(R_T \sin \theta_t - x_T) + X_s]^2 & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \\ +\frac{1}{2} k_s [(R_T \sin \theta_t - x_T) - X_s]^2 & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \end{cases} \quad (10)$$

Esta variación de la energía potencial influirá en la ecuación (2) para las coordenadas generalizadas θ_t y x_T de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial \theta_t} = \begin{cases} -k_s R_T \cos \theta_t (R_T \sin \theta_t - x_T + X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \\ -k_s R_T \cos \theta_t (R_T \sin \theta_t - x_T - X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \end{cases} \quad (11)$$

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial x_T} = \begin{cases} -k_s (x_T - R_T \sin \theta_t - X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \\ -k_s (x_T - R_T \sin \theta_t + X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \end{cases} \quad (12)$$

Que aplicando las simplificaciones por ángulos pequeños queda:

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial \theta_t} = \begin{cases} -k_s R_T (R_T \theta_t - x_T + X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \\ -k_s R_T (R_T \theta_t - x_T - X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \end{cases} \quad (13)$$

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial x_T} = \begin{cases} -k_s (x_T - R_T \theta_t - X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \\ -k_s (x_T - R_T \theta_t + X_s) & \text{si } (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \end{cases} \quad (14)$$

En el caso del amortiguador, este produce una fuerza no conservativa sobre la masa sólo cuando esta se desplaza alejándose de su posición de reposo. Por lo tanto, contribuye a las fuerzas no potenciales del sistema de la siguiente manera:

$$\begin{cases} \Delta Q_{\theta_t} = -d_s R_T (R_T \dot{\theta}_t \cos \theta_t - \dot{x}_T) \\ \Delta Q_{\theta_p} = 0 \\ \Delta Q_{x_T} = d_s (R_T \dot{\theta}_t \cos \theta_t - \dot{x}_T) \end{cases} \quad (15)$$

Por comparación de la expresión (15) con la (6) se deduce que la presencia del amortiguador del tope se puede implementar en el modelo del sistema simplemente sumando el valor de d_s al de d_T . El amortiguador del tope actuará siempre que se cumpla una de las siguientes condiciones:

$$\begin{cases} (R_T \sin \theta_t - x_T) < -X_s \vee (R_T \dot{\theta}_t \cos \theta_t - \dot{x}_T) < 0 \\ (R_T \sin \theta_t - x_T) > X_s \vee (R_T \dot{\theta}_t \cos \theta_t - \dot{x}_T) > 0 \end{cases} \quad (16)$$

2.2.3 Adición del dispositivo Inerter

El inerter añadido al modelo se considera un dispositivo más en paralelo al resorte y amortiguador del TMD. Al igual que estos, un terminal del inerter está conectado a la masa del TMD y el otro a la estructura, es decir, a la góndola.

La presencia del inerter en el sistema añade las siguientes fuerzas no conservativas:

$$\begin{cases} \Delta Q_{\theta_t} = b_T R_T (R_T \dot{\theta}_t^2 \sin \theta_t - R_T \ddot{\theta}_t \cos \theta_t + \ddot{x}_T) \\ \Delta Q_{\theta_p} = 0 \\ \Delta Q_{x_T} = -b_T (R_T \dot{\theta}_t^2 \sin \theta_t - R_T \ddot{\theta}_t \cos \theta_t + \ddot{x}_T) \end{cases} \quad (17)$$

Siendo b_T la constante característica, conocida como inertancia. Simplificando las expresiones por ángulos pequeños quedan:

$$\begin{cases} \Delta Q_{\theta_t} = b_T R_T (R_T \dot{\theta}_t^2 \theta_t - R_T \ddot{\theta}_t + \ddot{x}_T) \\ \Delta Q_{\theta_p} = 0 \\ \Delta Q_{x_T} = -b_T (R_T \dot{\theta}_t^2 \theta_t - R_T \ddot{\theta}_t + \ddot{x}_T) \end{cases} \quad (18)$$

2.2.4 Identificación y validación del modelo

Los parámetros físicos del modelo deben determinarse para que este describa de la forma más precisa posible la respuesta del sistema. Como puede observarse, existen parámetros cuya determinación, al representar combinaciones simplificadas

de diferentes principios físicos, sería extremadamente compleja de manera analítica. Es por ello que resulta más conveniente determinarlos mediante un algoritmo de identificación, que busque la combinación de valores que minimice la diferencia entre la respuesta del modelo y la del sistema real.

En un escenario ideal, los datos de referencia para la identificación deberían provenir de experimentos realizados con el sistema real. En este caso, al utilizar como sistema unos modelos teóricos, no pueden realizarse estos experimentos y deben generarse los datos de referencia de forma sintética. Para ello se ha utilizado el programa FAST-SC, ya que ofrece un comportamiento lo más realista posible.

De forma general, el modelo estimado para un cierto sistema contiene dos tipos de error que evitan que pueda reproducir fielmente el sistema real, a saber:

- Error de varianza. Comprende los errores del modelo que surgen a causa del ruido que influye sobre las medidas y el sistema en operación. Normalmente, este error disminuye si se aumenta el número de datos recogidos. Sin embargo, al utilizarse datos sintéticos generados por FAST-SC, este error no debería existir o ser mínimo.
- Error de sesgo. Engloba los errores sistemáticos que contiene el modelo estimado debido a la estructura de modelo elegida. Estos errores se manifiestan como variaciones en los parámetros del modelo cuando son estimados con datos procedentes de diferentes condiciones de operación del sistema real. El motivo es, que según sean las condiciones del experimento (punto de operación, condiciones iniciales, modo de operación) los datos contendrán ciertas propiedades del sistema y ocultarán otras. Puede decirse que el modelo se ajusta a los aspectos dominantes de las propiedades del sistema expresadas en los datos.

Datos de referencia para la identificación

Teniendo en cuenta que el modelo ha sido diseñado para representar el comportamiento del sistema en ensayos de caída libre, han sido este tipo de pruebas las elegidas también para el proceso de identificación. En las simulaciones para la identificación se consideró el sistema en su forma más simple, es decir, sin presencia del dispositivo TMD. Para ello, la configuración de FAST-SC debe tener deshabilitados todos los grados de libertad excepto por el primer modo flector de la torre (TwFADOF1) y el de movimiento de cabeceo de la plataforma (PtfmPDOF). Todas las condiciones iniciales deberán indicar el reposo del sistema, excepto la inclinación de la plataforma en la dirección de cabeceo (PtfmPitch), que definirá la condición inicial del sistema para el ensayo.

Debe tenerse en cuenta que los valores que provee FAST-SC para las diferentes variables no tienen por qué estar definidos con respecto al mismo sistema de referencia que las variables del modelo. Además, debe tenerse en cuenta que FAST-SC calcula deflexiones progresivas de la estructura, mientras que el modelo considera la estructura compuesta por sólidos rígidos. Así, se debe realizar la siguiente correspondencia y corrección de variables de FAST-SC para la obtención de variables del modelo:

- Flexión angular de la torre. En el modelo está definida de forma absoluta, por lo que incluye el cabeceo de la plataforma. Siendo Htower la altura de la torre, quedaría:

$$\theta_t = \arcsen\left(\frac{TTDspFA}{Htower}\right) + PtfmPitch \quad (19)$$

- Velocidad angular de flexión de la torre. De nuevo, está definida en el modelo de forma absoluta. La manera más sencilla de obtener esta variable ha sido utilizar la IMU de la nacelle que ofrece FAST-SC, colocada sobre la torre para calcular la velocidad absoluta y transformarla en rotacional con la siguiente corrección

$$\dot{\theta}_t = \frac{NcIMUTVxs}{Htower} \quad (20)$$

Por último, se eliminaron las tendencias de primer orden en los datos simulados con la instrucción *detrend*. Esto sirve especialmente para eliminar pequeñas desviaciones de la posición de reposo ideal de la turbina, que se producen por no estar su centro de masas perfectamente alineado con el eje de la torre y el centro de masas de la plataforma.

Algoritmo de identificación

Una vez estuvieron disponibles los datos de referencia corregidos y en el sistema de referencia adecuado, se creó un código en Matlab para la identificación de los seis parámetros del modelo, de la siguiente manera. Primeramente, se crea un objeto con el modelo, utilizando la instrucción *idgrey*. Esta define un modelo de caja gris lineal y de ecuaciones diferenciales ordinarias. El primer argumento requerido es la función que recoge el sistema de ecuaciones diferenciales del modelo. Se construye de forma matricial según las ecuaciones siguientes.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + Ke(t) \quad (21)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) + e(t)$$

Esta notación está preparada para sistemas complejos, con entradas, salidas y ruido. Para representar el modelo de la turbina flotante la matrices B, D y K son nulas y la matriz C es la identidad de orden 4. La única matriz con más complejidad es la A, que se define a continuación.

$$A = \begin{pmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \frac{-k_p - m_p g R_p - k_t}{I_p} & -d_t - d_p & \frac{k_t}{I_p} & \frac{d_t}{I_p} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{1} \\ \frac{k_t}{I_t} & \frac{d_t}{I_t} & \frac{-k_t + m_t g R_t}{I_t} & -\frac{d_t}{I_t} \end{pmatrix} \quad (22)$$

Después, se genera un array con los parámetros del modelo, en el que deben estar contenidos tanto los conocidos como los que deben identificarse. Los valores establecidos para los parámetros a identificar constituyen lo que se conoce como el vector de inicialización, cuya proximidad al valor solución debe ser la máxima posible. Para estos últimos se utilizaron los valores propuestos por [29]. Se declara el modelo de tipo continuo, en su estructura se establecen aquellos parámetros que son conocidos y se liberan los que deben identificarse. A estos últimos se les introdujeron valores mínimos y máximos con un margen de dos órdenes de magnitud con respecto a cada valor del vector inicial, para acotar y acelerar la identificación.

Con el modelo definido en Matlab, se aplica el proceso de identificación. Conceptualmente, es un proceso iterativo que realiza una simulación del modelo

con una estimación de los parámetros y compara los resultados con los datos de referencia. Tras este análisis comparativo, mediante un algoritmo corrector, se modifican los parámetros del modelo para la siguiente iteración hasta cumplir con una condición de parada. Después de probar numerosas opciones, se estableció la siguiente configuración:

- Estado inicial (*InitialState*). Es el vector de estado inicial de las variables para la simulación. Como el ángulo de la torre está definido sobre el de la plataforma, el vector de estado deberá contener un valor nulo para las velocidades angulares y, tanto para la variable θ_t como para θ_p , el mismo valor de la condición inicial utilizada en el ensayo de caída libre del que se tomaron los datos.
- Algoritmo de identificación (*SearchMethod*). Se probaron todos los disponibles y fue el de mínimos cuadrados de Levenberg-Marquardt el que mejores soluciones alcanzó. Se incluyen detalles más adelante, en el apartado de validación.
- Condiciones de parada:
 - Máximo número de iteraciones (*SearchOptions.MaxIterations*): 300.
 - Tolerancia (*SearchOptions.Tolerance*): 0,001.

La identificación de los parámetros se lanza con la instrucción *greyest*, cuya salida proporciona el array final de parámetros para el sistema.

Validación de la identificación

Aunque la identificación logre una representación correcta del sistema con respecto a los datos de simulación, es necesario validarla para asegurar que el comportamiento del modelo es preciso en diferentes condiciones de operación. Dado que el modelo lineal trata de reproducir el comportamiento de un modelo no lineal, se espera que existan imprecisiones.

Es muy importante tener en cuenta que en el proceso de selección y validación de los modelos debe usarse, siempre que sea posible, un conjunto de datos distinto a los usados para estimar el modelo, ya que de lo contrario no se verá reflejado el error de varianza ni el de sesgo. Por ello, se realizan nuevos ensayos de caída libre con FAST-SC, pero esta vez considerando la presencia del TMD y estableciendo diferentes condiciones iniciales. De esta forma, se añaden dinámicas no presentes en la identificación y se modifica el punto de operación del sistema, lo que hará que los datos de la simulación se vean alterados y permitirá evaluar si el modelo sigue siendo representativo. En todas las pruebas realizadas para la validación se tomó como configuración de referencia del TMD la propuesta por Lackner y Rotea en [24], que utiliza una masa de 20000 Kg, una rigidez del resorte de 5000 N/m y un coeficiente de amortiguamiento de 9000 Ns/m. En estas pruebas no se consideró necesaria la activación de los topes del TMD.

Teniendo definido el proceso de validación y aprovechando la facilidad de Matlab para realizar identificaciones del modelo, se decidió realizar un estudio de las condiciones óptimas de identificación. Gracias a esto se pudo seleccionar el conjunto de parámetros que conformaban el modelo más preciso en la representación de la variable de mayor interés en el proyecto, que es el desplazamiento del extremo superior de la torre (TTD_{FA}).

El estudio de validación se centró en el ajuste de dos variables relacionadas con las condiciones de los ensayos que dan lugar a los datos de referencia, a saber:

- La duración de la simulación de referencia. Debe encontrarse una duración para la simulación que contenga las dinámicas fundamentales del sistema.
- Las condiciones iniciales de la simulación de referencia. Se encontró que existía una solución de compromiso en este aspecto. Esto tiene su fundamento en que una inclinación inicial de la plataforma demasiado pequeña puede no ser suficiente para mostrar las dinámicas en la simulación, mientras que una inclinación demasiado grande provoca que los fenómenos físicos no lineales simplificados en el modelo sean significativamente más dominantes y alteren la identificación.
- Adicionalmente, se realizaron pruebas con todos los algoritmos de identificación disponibles.

Para la primera fase de este estudio se realizó una tanda de ensayos de identificación siempre con condiciones iniciales de 5 grados de inclinación de plataforma, para centrar la búsqueda en determinar la duración y algoritmo más convenientes. Este valor de 5 grados se eligió inicialmente por observarse que era ampliamente utilizado en las publicaciones científicas revisadas, prácticamente por unanimidad. Las pruebas exploraron los resultados obtenidos por los diferentes algoritmos disponibles en Matlab (*Subspace/Adaptive Gauss-Newton, Steepest descent, Trust-region.reflective ...*) utilizando datos de referencia de simulaciones con duración desde 50 hasta 200 segundos. Como no podía ser de otra manera, la variable de referencia para valorar los resultados fue el error cuadrático medio del TTD_{FA} . Esta variable se evaluó tanto para la comparación con simulaciones del sistema sin TMD como para la validación con TMD. En ambos casos se evaluaron los resultados con condiciones iniciales de 3, 5, 8 y 10 grados de inclinación de la plataforma. Los resultados determinaron que los algoritmos Gauss-Newton y Levenberg-Marquardt tenían prácticamente la misma precisión, siendo ligeramente superior el segundo. En cuanto a la duración de los experimentos de referencia, se encontró el óptimo en 100 segundos.

Como segunda fase, se centró el estudio en confirmar las condiciones iniciales más oportunas para los experimentos de referencia que alimentaban la identificación. Para ello se generaron cinco modelos diferentes, identificados a partir de experimentos con 2, 3, 5, 8 y 10 grados de inclinación inicial de la plataforma y comparando su capacidad para describir el comportamiento del sistema con TMD bajo diferentes condiciones iniciales. Sorprendentemente, la identificación realizada a partir del ensayo de caída libre con 3 grados de inclinación de la plataforma obtuvo los mejores resultados a nivel global, para validaciones de 3, 5, 8 y 10 grados de inclinación inicial. En la Tabla 2-1 se muestran los errores cuadráticos medios obtenidos en la validación de cada modelo identificado. En la Figura 2.3 se observa que tienen una evolución exponencial, manteniéndose el modelo identificado con 3 grados de inclinación en los mínimos valores.

Tabla 2-1.- Resultados de validación de los modelos identificados

MSE of TTD using TMD for validation (m)				
	3 deg	5 deg	8 deg	10 deg
2 deg identification	0.00048	0.00068	0.00230	0.00630
3 deg identification	0.00047	0.00064	0.00220	0.00620
5 deg identification	0.00051	0.00074	0.00250	0.00670
8 deg identification	0.00056	0.00087	0.00280	0.00700
10 deg identification	0.00059	0.00095	0.00290	0.00710

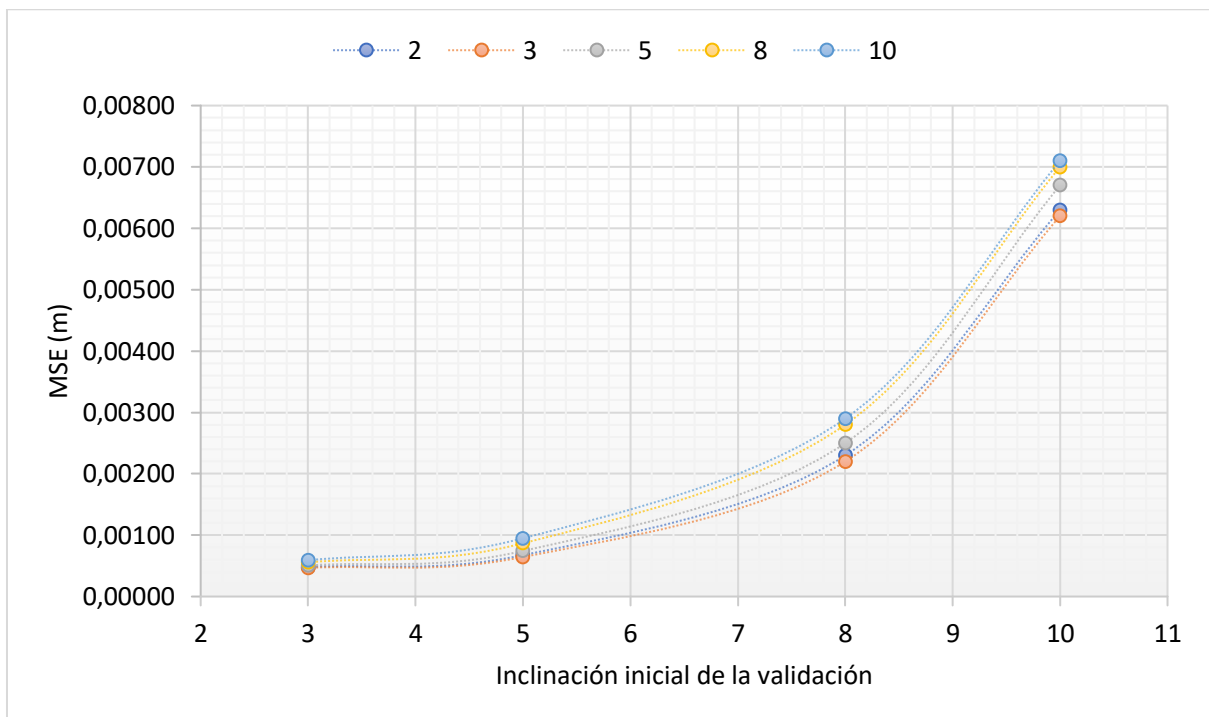


Figura 2.3.- Evolución de los errores de validación de los modelos identificados.

Con todo ello, los parámetros identificados del modelo seleccionado resultan los mostrados en la Tabla 2-2. Los valores son coherentes y están próximos a los encontrados en artículos científicos en los que se identifican modelos similares, sin alcanzar en ningún caso los extremos del intervalo de búsqueda especificado.

Tabla 2-2.- Valores de los parámetros del modelo identificados

k_t (N/m)	k_p (N/m)	d_t (Ns/m)	d_p (Ns/m)	I_t (kgm ²)	I_p (kgm ²)
$1.4635 \cdot 10^{10}$	$2.0016 \cdot 10^9$	$2.5415 \cdot 10^7$	$5.6431 \cdot 10^7$	$3.4523 \cdot 10^9$	$2.1613 \cdot 10^9$

En la Figura 2.4 se ofrece una representación gráfica de un ensayo de validación del modelo, realizado con la adición del TMD y con una inclinación inicial de la plataforma de 5 grados. El ajuste es prácticamente perfecto durante toda la simulación, tanto para la variable de desplazamiento de la torre (arriba) como para la de cabeceo de la plataforma (abajo).

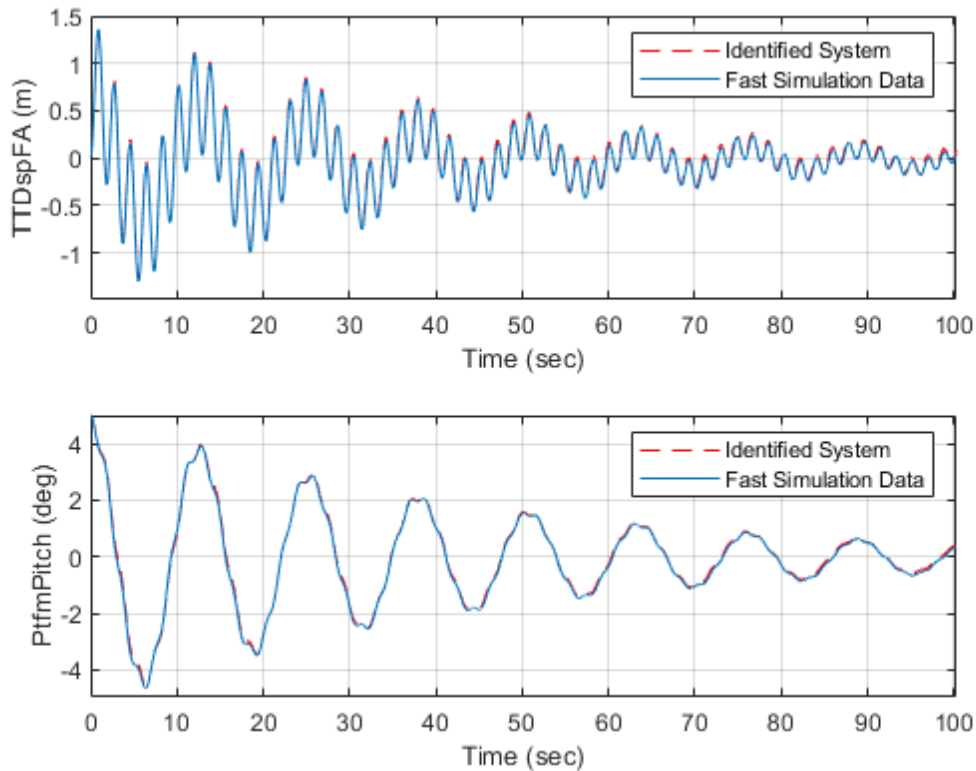


Figura 2.4.- Validación del modelo (rojo discontinuo) y FAST-SC (azul continuo).

En el apartado 3.1 puede encontrarse una comparación de la precisión del modelo identificado con respecto a los encontrados en las referencias científicas.

2.2.5 Análisis espectrales

Hasta ahora todas las comparaciones que se han realizado estaban basadas en variables expresadas en el dominio del tiempo. Sin embargo, resulta muy útil realizar un tratamiento de los datos de forma que puedan analizarse en el dominio de la frecuencia. Gracias a esto se podrán observar fenómenos y comportamientos invisibles a simple vista en los datos temporales.

La función seleccionada para analizar los datos en el dominio de la frecuencia ha sido la densidad espectral de potencia (*Power Spectral Density*, PSD). Las gráficas de PSD permiten conocer la distribución de la potencia de una determinada señal en función de las frecuencias de las que está compuesta. Por lo tanto, se espera que sirvan para observar la concentración de la potencia de la señal entre los distintos modos estructurales y comparar su nivel de potencia al aplicar las soluciones de control estructural.

La estimación de la densidad espectral de potencia se ha realizado con Matlab, a partir de la transformada discreta de Fourier de la serie temporal de la variable, que se obtiene mediante la instrucción *fft*. Esto realiza una descomposición de la señal temporal extrayendo de ella cada una de sus componentes sinusoidales puras en diferentes frecuencias. El procesado de los datos no es perfecto, la precisión en la estimación de la función PSD está limitada por el algoritmo utilizado por la instrucción *fft*, que es el de la transformada rápida de Fourier.

La densidad espectral de potencia permite demostrar la idoneidad de la selección de grados de libertad realizada y la capacidad del modelo identificado para replicar

la respuesta espectral del sistema obtenida con FAST. En la Figura 2.5 se muestra la PSD de la variable TTD_{FA} para simulaciones de caída libre de 5 grados de inclinación de la plataforma, con 100 segundos de duración y sin TMD. La línea roja discontinua representa una simulación del modelo identificado. La línea azul continua corresponde a una simulación de FAST-SC sin perturbaciones y con grados de libertad reducidos, como las utilizadas para el proceso de identificación del modelo. Los datos de trazo verde discontinuo y punteado representan una simulación realizada con FAST-SC lo más realista y completa posible, con la siguiente configuración:

- Perturbaciones de viento de 14 m/s con turbulencia media “C” según estándar IEC-61400-3.
- Perturbaciones de oleaje de 3 m de altura significativa generadas con espectro JONSWAP/Pierson-Moskowitz.
- Todos los grados de libertad activados.
- Control de cabeceo de pala activado.
- Velocidad inicial del rotor de 12 RPM.

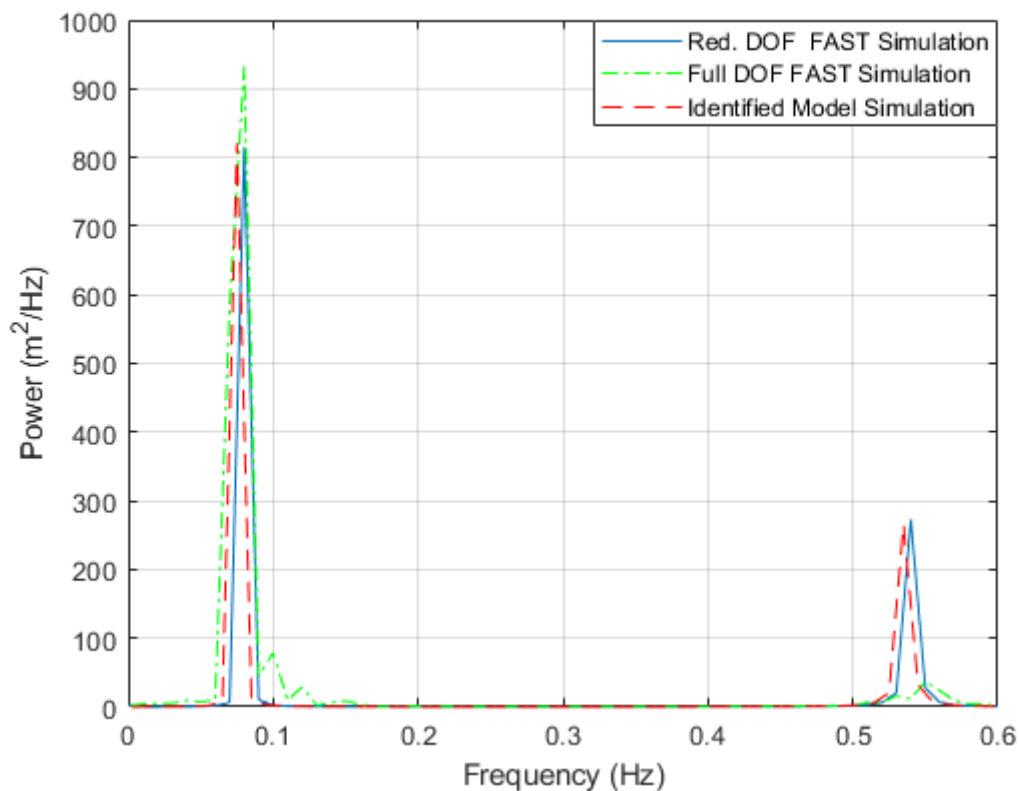


Figura 2.5.- Densidad espectral de potencia de variable TTD en simulaciones de FAST con todos los DOF y perturbaciones (verde disc. punteado), FAST con DOF reducidos (azul continuo) y el modelo identificado (rojo discontinuo).

Como se puede observar en la Figura 2.5, la simulación de FAST-SC sin perturbaciones y con grados de libertad reducidos conserva la mayor parte de la información de la respuesta espectral del sistema. Aunque la magnitud de la respuesta del segundo modo estructural difiere para la simulación completa, el modo fundamental del sistema, en el que se centrarán las optimizaciones, es el primero. Por otra parte, el modelo identificado es muy bueno, replicando la respuesta de la simulación de FAST-SC con DOF reducidos, aunque presenta un ligero

desplazamiento en frecuencia de unos -0.005 Hz; no se ha encontrado la forma de corregirlo en la identificación y no se ha visto que haya supuesto impedimentos en cuanto a la optimización del TMD.

En el apartado 3 se ofrecen más análisis de densidad espectral de potencia aplicados a las soluciones de optimización del control estructural.

2.3 Optimización del control estructural

Una vez se dispone de un modelo que permite representar el comportamiento del sistema, el siguiente paso es introducirlo en un bucle de optimización que permita obtener la sintonía y configuración del TMD que minimice la fatiga estructural.

La combinación de la configuración del TMD con la selección de las variables a optimizar plantea un gran número de problemas de optimización diferentes, a saber:

- TMD convencional sin topes:
 - Optimización de m_T , k_T y d_T .
- TMD convencional con topes:
 - Topes fijos y optimización de m_T , k_T y d_T .
 - Optimización de m_T , k_T , d_T , X_s , k_s y d_s .
- TMD con inerter sin topes:
 - Adición de inerter **sobre sistema ya optimizado.**
 - Optimización conjunta de m_T , k_T , d_T y b_T .
- TMD con topes y con inerter:
 - Adición de inerter **sobre sistema ya optimizado.**
 - Topes fijos y optimización de m_T , k_T , d_T y b_T .
 - Optimización de m_T , k_T , d_T , X_s , k_s , d_s y b_T .

En todos los casos, la variable a minimizar es la desviación estándar del desplazamiento en dirección fore-aft del extremo superior de la torre, $\sigma(TTD_{FA})$ (Fore-Aft Tower Top Displacement), ya que está altamente correlacionada con las cargas de fatiga sufridas por la torre.

La optimización se logra mediante un proceso iterativo en el que se evalúa la variable objetivo para una simulación del sistema identificado. En función de sus resultados se modifican los valores de las variables para la siguiente iteración siguiendo cierto algoritmo de optimización, hasta cumplir unas condiciones de parada determinadas. Como se ha venido haciendo hasta ahora y siguiendo las prácticas observadas en los artículos científicos en los que se trataban problemas similares, las simulaciones elegidas para el proceso de optimización han sido ensayos de caída libre, concretamente de 100 segundos de duración y con una inclinación inicial de la plataforma de 5 grados.

Aunque no todos los problemas derivados de las diferentes configuraciones enumeradas anteriormente sean iguales, se ha querido utilizar el mismo algoritmo de optimización para simplificar las labores de codificación. Se ha decidido utilizar algoritmos genéticos para las optimizaciones, ya que como se comentó en el apartado 1.9 la adición de los topes al TMD convierte el problema en no lineal y genera múltiples mínimos locales. En estas condiciones, los algoritmos genéticos son capaces de explorar el espacio de búsqueda para obtener una solución que se acercará al mínimo global, con mucha mayor probabilidad de éxito que la que podría

obtener un algoritmo de búsqueda por gradiente. Se ha utilizado el algoritmo genético de Matlab (función *ga*) con la siguiente configuración:

- Tamaño de la población: 50 individuos.
- Selección escalada, estocástica y uniforme.
- Probabilidad de cruce: 0,8.
- Probabilidad de mutación: 0,01.
- Optimización de variables de valor entero (*intcon*).
- Condiciones de parada:
 - Se detendrá la optimización cuando el cambio medio relativo del valor de ajuste del mejor individuo de la población sea igual o inferior a 10^{-6} (*FunctionTolerance*) durante 50 generaciones (*MaxStallGenerations*).

En cada caso de optimización, se especificaron límites para las variables a optimizar que aseguraran y aceleraran la convergencia de la optimización. Además, se observó que es muy beneficioso definir una resolución diferente para cada variable del problema, para aumentar la sensibilidad de la optimización sólo en las que es más necesario. Se probaron multitud de configuraciones de resolución y se adaptaron estas para cada problema en concreto. En el apartado de resultados se especifica la configuración utilizada para cada caso.

En los casos en los que se incluya la configuración de los topes del TMD como parte de las variables a optimizar, se preparó el código de forma que se pudiera definir el recorrido máximo permitido. Esto se tendrá en cuenta en el cálculo del ajuste de los individuos, introduciendo una penalización sobre la función objetivo si su recorrido (*stroke*) ha sido superior al máximo establecido (*stroke_max*) durante la simulación efectuada en esa iteración, siguiendo la expresión:

$$fitness = 10 \frac{stroke}{stroke_max} \sigma(TTD_{FA}) \quad (23)$$

3 Resultados

En este apartado se recopilan todos los resultados, incluyendo una revisión de las prestaciones del modelo propio identificado y mostrando las capacidades resultantes de las diferentes combinaciones de los dispositivos de control estructural pasivo planteados.

3.1 Identificación del modelo

Tras haber realizado un exhaustivo proceso de validación, se demostró que el modelo identificado alcanzaba una precisión elevada. No obstante, es interesante comparar su capacidad para reproducir el comportamiento del sistema con respecto a la de los resultados de identificación obtenidos en otros estudios de referencia. En este aspecto, la única publicación científica en la que se han encontrado datos suficientes para simular un modelo identificado ha sido el trabajo de Er-Ming HE, Ya-Qi Hu y Yang Zhang de la Northwestern Polytechnical University de Xi'an (China) en [29].

En la Figura 3.1 se muestra la segunda mitad de una simulación del modelo propio identificado, del modelo identificado en [29] y de FAST-SC. Las simulaciones se realizaron con la configuración utilizada para validación, esto es 5 grados de inclinación inicial de la plataforma y los parámetros TMD propuestos por Lackner y Rotea en [24]: masa de 20000 Kg, rigidez del resorte de 5000 N/m y coeficiente de amortiguamiento de 9000 Ns/m.

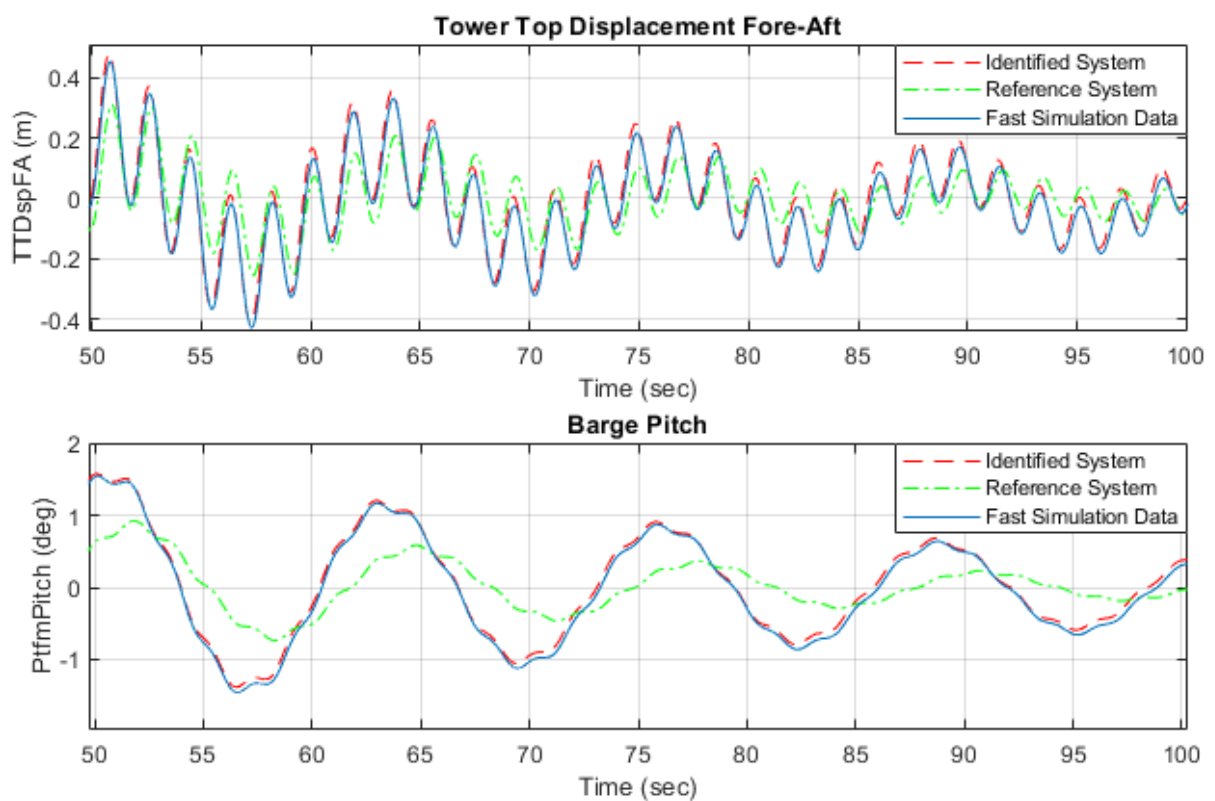


Figura 3.1.- Comparación del modelo identificado (rojo discontinuo), el modelo de referencia (verde discontinuo con puntos) y FAST-SC (azul continuo).

La comparación de ambos modelos comienza siendo parecida al comienzo de la simulación, pero a medida que esta avanza el modelo de [29] va acumulando un error de deriva que desvía la respuesta de la del sistema real generada con FAST-SC. La gráfica muestra que tanto el desplazamiento del extremo superior de la torre (arriba) como el cabeceo de la plataforma (abajo) quedan mucho mejor representados por el modelo propio identificado que por el de [29].

En cuanto a la representación de la variable más importante, $\sigma(TTD_{FA})$, los resultados comparativos se muestran en la Tabla 3-1. El error del modelo identificado es dos órdenes de magnitud menor que el del modelo [29] en términos absolutos y un orden de magnitud menor en términos relativos.

Tabla 3-1.- Valores $\sigma(TTD_{FA})$ y su error para el modelo identificado, el de referencia y FAST-SC en un ensayo de validación

	$\sigma(TTD_{FA})(m)$	Error Absoluto	Error Relativo
FAST-SC	0,3519	n/a	n/a
Modelo Identificado	0,3511	0,0008	0,23 %
Modelo [29]	0,3177	0,0342	9,73 %

3.2 TMD convencional sin topes

El primer caso de optimización analizado consistió en la adición de un TMD sin topes y sin inerter. En estas condiciones, las variables a optimizar son tres: m_T , k_T y d_T .

Al realizar las primeras simulaciones para buscar los límites más adecuados de las variables, se observó que la masa del TMD siempre tendía hacia el máximo valor permitido. Tras esto, se decidió modificar el código de la optimización para mantener fija la variable m_T y optimizar únicamente k_T y d_T . En la

Tabla 3-3 pueden encontrarse las soluciones obtenidas para diferentes valores de masa del TMD. El término *Suppression Rate* indica la mejora porcentual relativa de $\sigma(TTD_{FA})$ con respecto del sistema sin TMD. La resolución y límites establecidos para las variables del problema fueron los recogidos en la Tabla 3-2.

Tabla 3-2.- Configuración de optimización para TMD convencional con configuración de topes fija.

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	1	0	10^5
d_T (Ns/m)	1	0	10^5

Tabla 3-3.- Soluciones de optimización de TMD sin topes para diferentes valores de masa.

m_T (kg)	k_T (N/m)	d_T (Ns/m)	Suppression Rate (%)	Maximum Stroke (m)	$\sigma(TTD_{FA})$ (m)
5000	1246	268	25,56	49,32	0,37
10000	2424	881	30,06	33,63	0,34
20000	4568	2636	34,73	23,57	0,32
30000	6568	5436	37,65	18,54	0,31
40000	8292	9766	40,06	14,27	0,29
50000	9693	14983	42,27	11,39	0,28
60000	11123	21812	44,32	9,07	0,27
70000	12284	29418	46,24	7,43	0,26
80000	13260	36016	47,95	6,75	0,26
90000	14486	44310	49,51	6,46	0,25
100000	14817	48359	50,87	6,57	0,24
110000	15933	57974	52,15	6,27	0,23
120000	16375	64850	53,29	6,21	0,23

La Figura 3.2 presenta la evolución de los parámetros k_T y d_T . Ambas variables muestran una proporcionalidad directa lineal con el aumento de la masa, que era de esperar dada la naturaleza lineal del problema en estas condiciones.

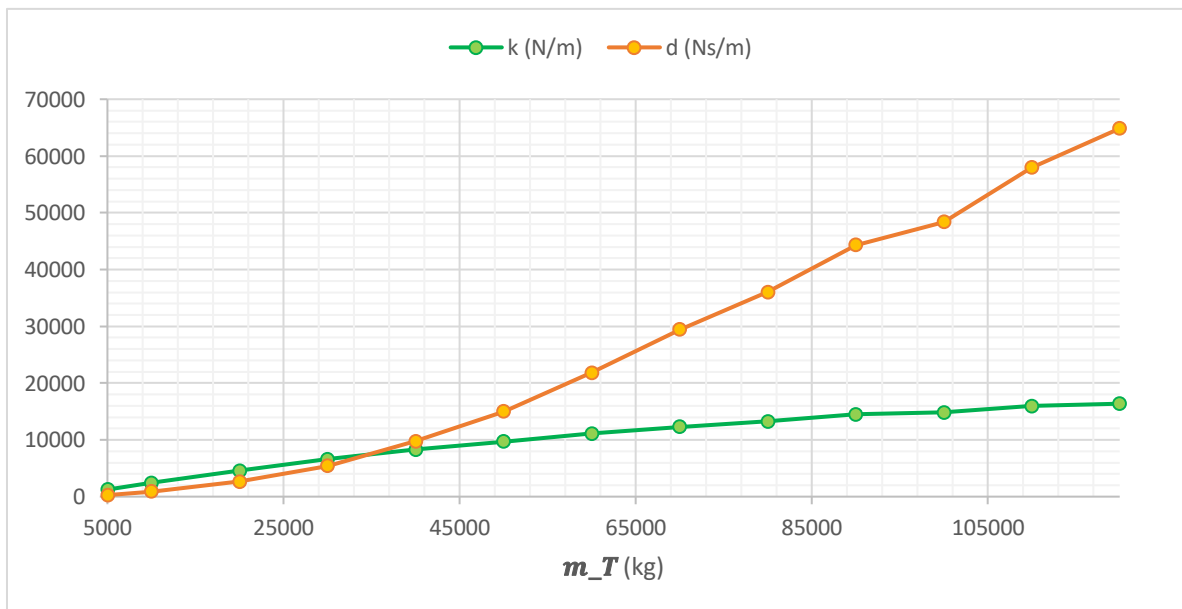


Figura 3.2.- Evolución de los parámetros del TMD en optimizaciones con diferente masa.

En cuanto a la capacidad del TMD para reducir la fatiga estructural, en la Figura 3.3 se observa una tendencia de mejora continua con el aumento de la masa. En este punto cabe destacar que los valores de masa del TMD considerados alcanzan

cifras extremadamente altas. Esto es así porque se deseó alcanzar el valor de 110700 kg que en [29] se dice que representa la masa ideal. Además de ser un valor totalmente desproporcionado, se ha demostrado que no constituye un valor óptimo, coincidiendo con Lackner y Rotea en [26]. El fundamento teórico de esto es que cuanto más masa tenga el TMD, mayor será su inercia en los desplazamientos y por tanto mayor será la energía cinética que podrá acumular y disipar a través del amortiguador.

Teniendo en cuenta lo anterior, es necesario limitar la masa a un valor factible. En proyectos de ingeniería civil en los que se utilizan TMDs, se consideran masas en un rango entre el 0,25% y el 2% de la masa de la estructura. Estas cifras porcentuales no pueden aplicarse directamente a la turbina flotante, ya que la mayor parte de la masa corresponde a su plataforma (88%) y el TMD se encuentra instalado en la góndola. Tomando como referencia los valores utilizados en estudios científicos similares, se eligió continuar los estudios con masas de 20000 kg y 40000 kg. Estas cifras representan un 2,8% y un 5,7% de la masa de la turbina y un 0,33% y un 0,65% de la masa total de la turbina y su plataforma.

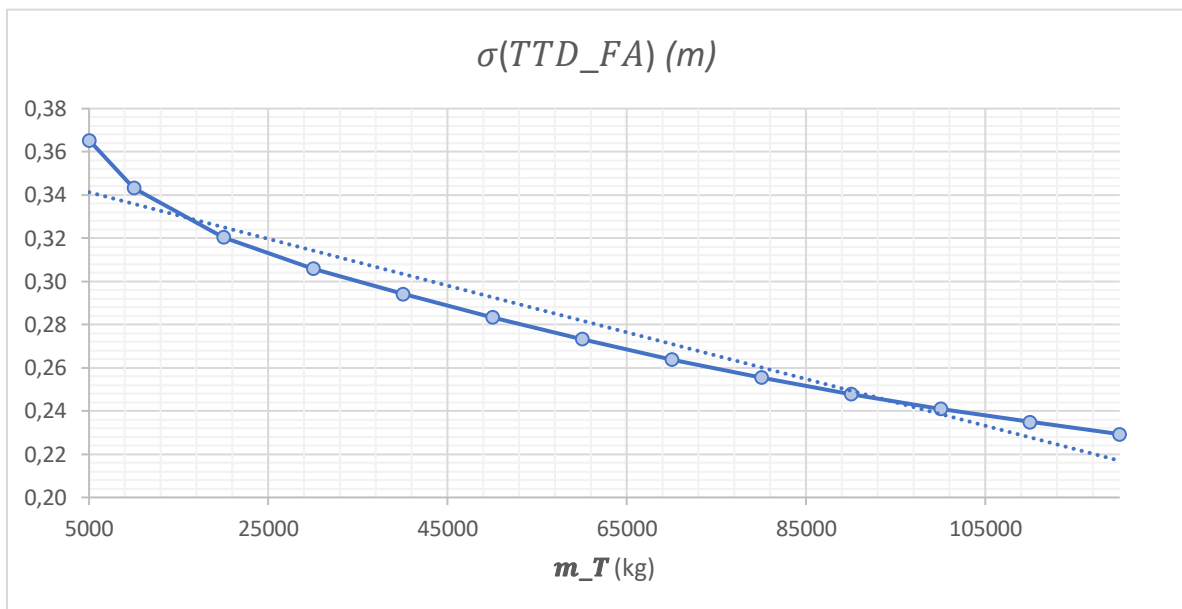


Figura 3.3.- Prestaciones del TMD en optimizaciones con diferente masa.

Existe una última observación en este caso, que se trata de la evolución del recorrido máximo del TMD en las simulaciones. Como puede observarse en la Figura 3.4, esta variable comienza en unos valores muy altos y desciende de forma exponencial hasta situarse alrededor de los 6 metros para masas superiores a 70000 kg. Se ha buscado una explicación a este comportamiento analizando las frecuencias naturales de los TMDs optimizados, sus amortiguamientos críticos, sus amortiguamientos y sus frecuencias naturales amortiguadas, sin llegar a encontrar una relación directa. En realidad, la respuesta parece ser la más simple de todas, el recorrido resultante para un TMD sintonizado de acuerdo a un modo estructural es inversamente proporcional a su masa. Para ver la relación de forma más clara, se ha añadido a la figura el incremento porcentual de masa en cada experimento con respecto del anterior.

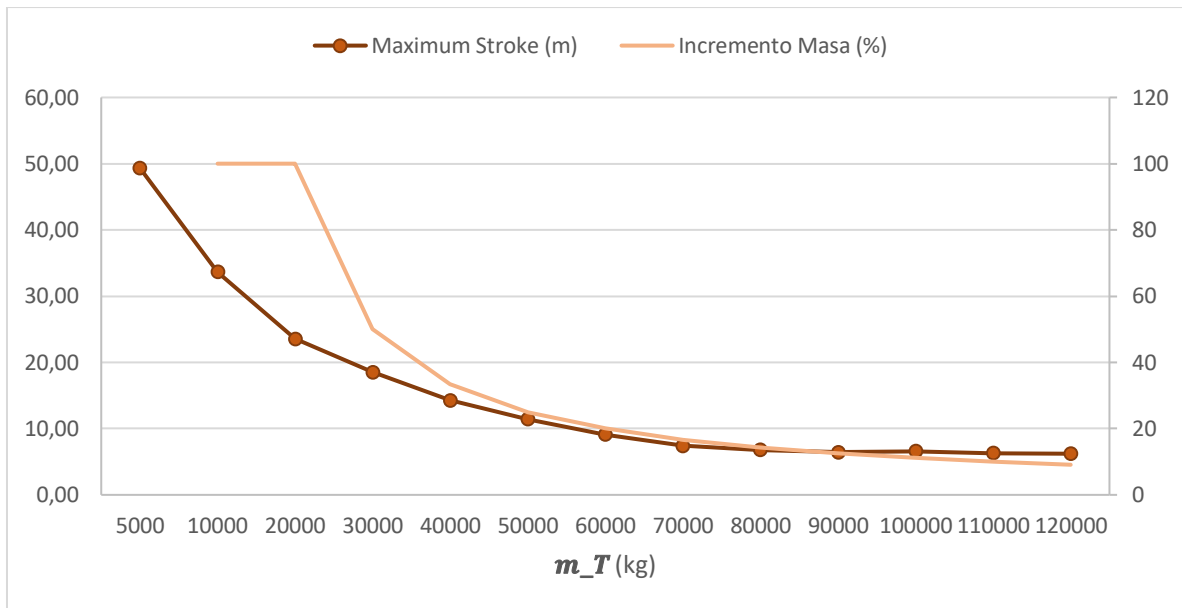


Figura 3.4.- Recorrido máximo del TMD en optimizaciones para diferente masa.

Finalmente, se muestra en la Figura 3.5 la respuesta del sistema con la adición del TMD y la del sistema original sin TMD. Ambos casos han sido obtenidos con FAST-SC mediante simulación de un ensayo de caída libre desde 5 grados de inclinación de la plataforma y con 100 segundos de duración. Puede verse que se reducen considerablemente las oscilaciones de la torre y de la plataforma.

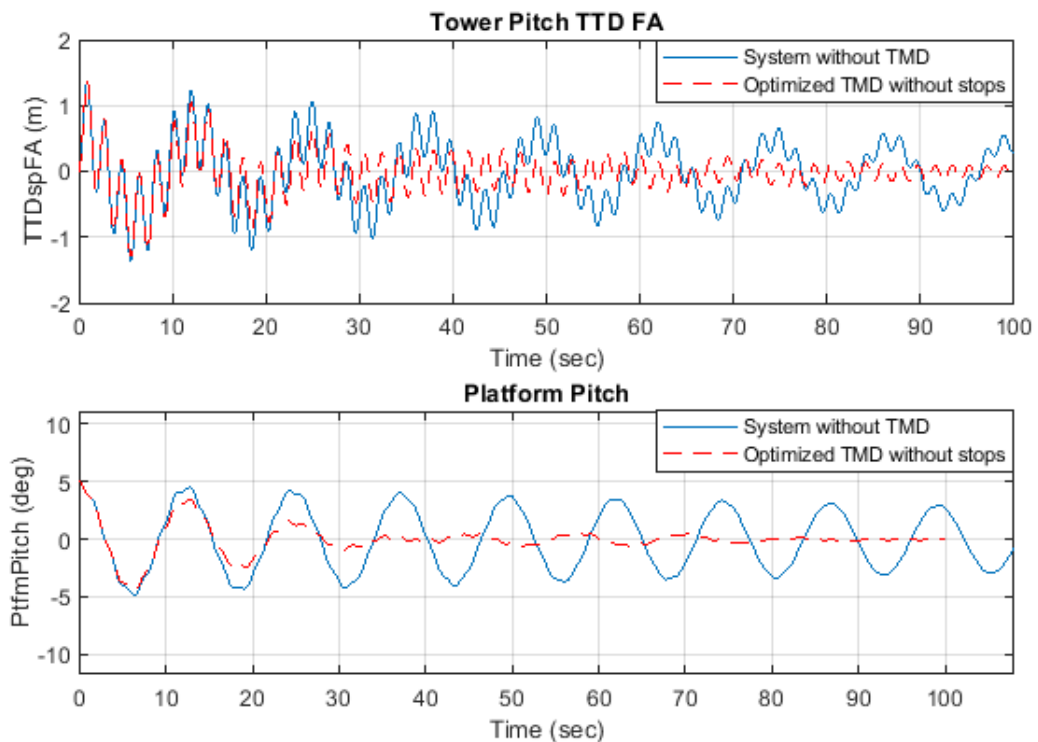


Figura 3.5.- Respuesta del sistema con TMD convencional sin topes (rojo discont.) y sin TMD (azul cont.)

El análisis de la solución del TMD convencional sin topes en el dominio de la frecuencia puede encontrarse en el siguiente apartado, en el que se muestra junto con los resultados obtenidos con la adición de topes.

3.3 TMD convencional con topes

El siguiente caso de optimización planteado ha sido el del TMD convencional con topes para limitar el recorrido. En este sentido se pueden plantear dos problemas diferentes en función de si la configuración de los topes se considera fija o también parte de la optimización. A continuación se tratan los dos casos.

3.3.1 Optimización con configuración de topes fija

En una primera aproximación, se estableció una configuración de topes fija y se optimizaron únicamente las variables k_T y d_T . La única configuración encontrada para los topes en las referencias pertenece al estudio [24] y es la siguiente:

- $X_s = 8 \text{ m}$
- $k_s = 500000 \text{ N/m}$
- $d_s = 500000 \text{ Ns/m}$

El valor de X_s está restringido por el tamaño de la góndola, que en el caso de la NREL Offshore 5-MW tiene una longitud de 18 metros. Cabe destacar que el recorrido del TMD no estará limitado a ± 8 metros, sino que a partir de esa distancia actuarán los topes.

En la Tabla 3-4 se muestran las soluciones alcanzadas y sus prestaciones, junto con las soluciones propuestas por otros autores de referencia en las mismas condiciones (en color gris). En este caso, las variables de rendimiento se han calculado a partir de simulaciones con FAST-SC para disponer de un valor todavía más preciso. Las soluciones obtenidas superan claramente las de las referencias, concretamente en un 2,9% para el TMD de 20000 kg y en un 3,7% para el TMD de 40000 kg.

Tabla 3-4.- Soluciones de optimización de TMD con topes y referencias (sombreado).

Ref.	m_T (kg)	k_T (N/m)	d_T (Ns/m)	Suppression Rate (%)	Maximum Stroke (m)	$\sigma(TTD_{FA})$ (m)
[24]	20000	5000	9000	27,49	8,096	0,3547
Propia	20000	1423	5685	30,38	8,191	0,3406
[28]	40000	5274	10183	40,43	8,285	0,2914
Propia	40000	3943	10939	44,15	8,373	0,2732

La resolución y límites establecidos para las variables del problema fueron los recogidos en la Tabla 3-5.

Tabla 3-5.- Configuración de optimización para TMD convencional con configuración de topes fija.

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	1	0	10^5
d_T (Ns/m)	1	0	10^5

En la Figura 3.6 se muestran los resultados de simulación con FAST-SC para el TMD optimizado con topes y masa de 40000 kg. En la figura superior se compara con la respuesta del sistema sin TMD y en la inferior con la solución de la referencia [28]. La primera muestra una clara mejora y en la segunda, aunque es menos perceptible, puede verse que la amplitud de las oscilaciones es ligeramente menor.

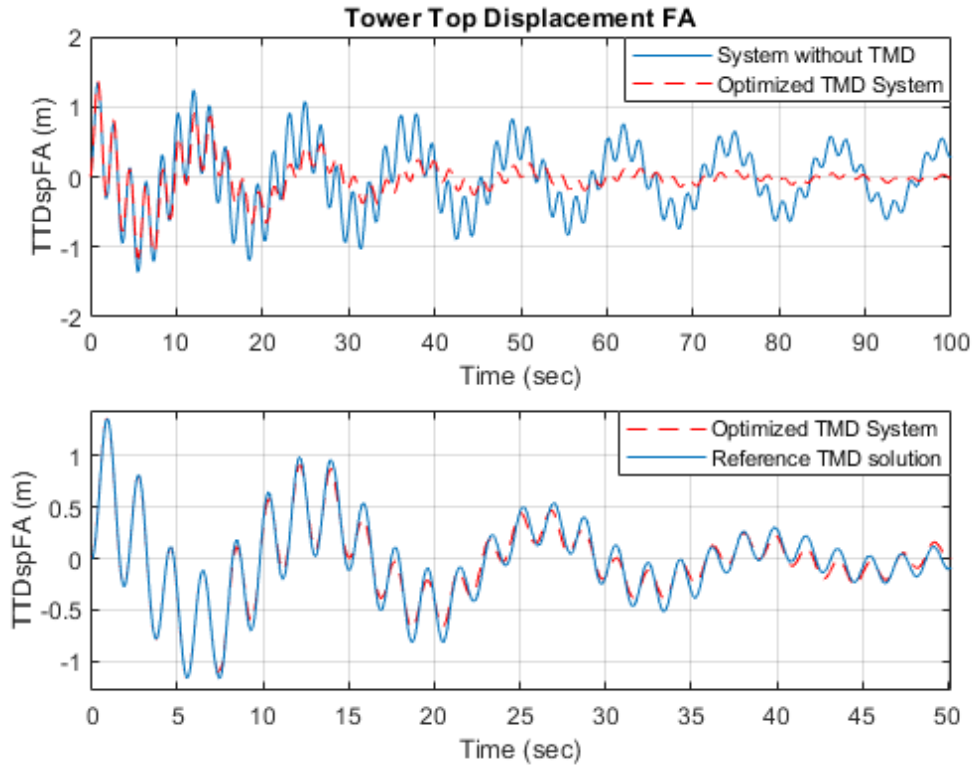


Figura 3.6.- TMD optimizado con topes vs. sin TMD (arriba) y vs. referencia para masa de 40000kg (abajo).

3.3.2 Optimización incluyendo la configuración de los topes

La configuración elegida para los topes fijos procede de un estudio en el que únicamente se dice que fue escogida de forma empírica, sin especificar en base a qué. Parece razonable pensar que podría haber combinaciones de k_T , d_T , X_s , k_s y d_s que resulten más efectivas que la anterior. Para analizarlo, se creó un bucle de optimización en el que se añadieron X_s , k_s y d_s a las variables a optimizar junto con k_T y d_T .

Relación entre prestaciones y recorrido

Primero se añadió únicamente la variable X_s en el bucle, para observar la dependencia del recorrido del TMD en su capacidad para mitigar las vibraciones. La Figura 3.7 muestra esta relación entre el desempeño de un TMD y su recorrido permitido (*stroke_max*), para soluciones de optimización con 40000 kg de masa. La tendencia desvela que existe una proporcionalidad lineal directa entre el recorrido permitido y el funcionamiento. Por lo tanto, es muy importante tener en cuenta el recorrido alcanzado a la hora de comparar prestaciones de soluciones obtenidas con diferentes configuraciones, siendo conveniente elegir soluciones con recorridos similares para poder juzgar la bondad de cada una.



Figura 3.7.- Relación de prestaciones de un TMD con su recorrido permitido

La Figura 3.7 también muestra la capacidad de los topes para producir soluciones con mejores prestaciones que las que se alcanzan sin su presencia. En el caso expuesto, para una masa de 40000 kg, a partir de unos 7,5 m de recorrido permitido se logran mejores resultados que los del TMD sin topes (0,2732), que requiere más de 14 m de recorrido.

Optimización del TMD y sus topes

Al añadir tres nuevas variables a un proceso de optimización inicialmente de dos, el espacio de búsqueda de la solución se amplía considerablemente. Por esto, las resoluciones y límites establecidos para las variables de este problema se tuvieron que elegir cuidadosamente para facilitar y acelerar la convergencia. En realidad, se realizó el proceso en dos fases, cada una con una configuración diferente. La primera, con márgenes grandes y poca resolución para las variables, fue la recogida en la Tabla 3-6.

Tabla 3-6.- Configuración de optimización rápida para TMD incluyendo topes.

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	10	100	10^5
d_T (Ns/m)	10	100	10^5
X_s (m)	0,1	9,0	5,0
k_s (N/m)	100	100	10^6
d_s (s/m)	100	100	10^6

Nota: Aunque el problema se haya definido como de números enteros, se puede conseguir tener resolución inferior a la unidad para X_s , dividiendo la variable de optimización entre 10 en este caso, antes de realizar la simulación.

Esta configuración se utilizó como primera aproximación en la búsqueda rápida de soluciones. Tras repetir la optimización para cada masa (N=20), se tenía una idea clara sobre el orden de magnitud en el que rondaban los valores óptimos

aproximados para cada variable. Es cierto que al tratarse de un problema no lineal esto no asegura que la solución óptima global vaya a ser próxima a las soluciones encontradas, porque pueden ser óptimas locales, pero sí permite establecer unos rangos de búsqueda más estrechos antes de realizar optimizaciones con mayor resolución. Con esta información, se definió una configuración diferente en función de la masa para la segunda fase, que se recoge en la Tabla 3-7 y Tabla 3-8.

Tabla 3-7.- Configuración de optimización precisa para TMD con 20000 kg de masa incluyendo topes.

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	1	10^3	$5 \cdot 10^3$
d_T (Ns/m)	1	$3 \cdot 10^3$	10^4
X_s (m)	0,01	7,80	8,30
k_s (N/m)	100	10^4	10^6
d_s (s/m)	100	10^4	10^6

Tabla 3-8.- Configuración de optimización precisa para TMD con 40000 kg de masa incluyendo topes.

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	1	10^3	10^4
d_T (Ns/m)	1	10^3	$2 \cdot 10^4$
X_s (m)	0,01	7,50	8,50
k_s (N/m)	100	10^3	10^6
d_s (s/m)	100	10^3	10^6

La Tabla 3-9 muestra las soluciones que obtuvieron mejores resultados utilizando cada una de las configuraciones mencionadas.

Tabla 3-9.- Soluciones de optimización de TMD incluyendo topes.

m_T (kg)	Config.	k_T (N/m)	d_T (Ns/m)	X_s (m)	k_s (N/m)	d_s (Ns/m)
20000	Fase 1	1190	5340	8,0	221600	543600
20000	Fase 2	1877	6174	8,09	502900	893400
40000	Fase 1	1610	12140	7,8	582100	239000
40000	Fase 2	2197	11614	8,00	499600	315200

La Tabla 3-10 recoge las prestaciones de las soluciones de la Tabla 3-9. Para evitar diferencias debidas al recorrido del TMD resultante, se procuró generar soluciones de recorrido similar al obtenido con la configuración de topes fija. Esto se consiguió indirectamente mediante el valor de penalización del recorrido (*Stroke penalty*). Como en el caso anterior, se utilizó FAST-SC para confirmar las prestaciones de las soluciones elegidas.

Tabla 3-10.- Prestaciones de soluciones de optimización de TMD incluyendo topes.

Config.	m_T (kg)	Stroke penalty (m)	Suppression Rate (%)	Maximum Stroke (m)	$\sigma(TTD_{FA})$ (m)
Fase 1	20000	8,2	31,38	8,194	0,3357
Fase 2	20000	8,2	31,88	8,189	0,3333
Fase 1	40000	8,4	43,19	8,208	0,2779
Fase 2	40000	8,4	44,79	8,369	0,2701

Como era de esperar, para los dos valores de masa estudiados se logra una solución ligeramente mejor con la configuración de mayor resolución (Fase 2). Asimismo, se observa una mejora muy pequeña en las prestaciones con respecto a las alcanzadas con la configuración de topes fija (Tabla 3-4). Concretamente, la mejora es de un 1,5% y un 0,6% para masas de 20000 kg y 40000 kg, respectivamente, en términos de *Suppression Rate* y con el mismo recorrido del TMD. Con estas cifras, se demuestra que la complejidad añadida al problema de optimización al añadir la configuración de los topes no repercute de manera significativa en las prestaciones obtenidas, por lo que se desaconseja esta práctica de cara a futuros trabajos.

Por otra parte, la comparación de los resultados con respecto a las soluciones de TMD sin topes deja ver que se pierden levemente prestaciones en el caso de la masa de 20000kg (-2% en *Suppression Rate*), mientras para la masa de 40000 kg llegaron a obtenerse mejores resultados con topes (+4% en *Suppression Rate*). En cualquier caso, las diferencias son pequeñas.

La dinámica del TMD con topes es notablemente diferente con respecto a la del TMD sin ellos, como puede anticiparse observando la variación en los parámetros de rigidez y amortiguamiento. Con la presencia de topes, la rigidez del resorte del TMD es considerablemente menor, ya que deja de ser el principal encargado de detener la masa oscilante. En cuanto al coeficiente de amortiguamiento, este aumenta, especialmente para el caso de 20000 kg de masa, en el que casi se triplica su valor. En la Figura 3.8 se muestran los desplazamientos y velocidades de la solución de TMD sin topes y la solución precisa con topes optimizados para una masa de 20000 kg, obtenidos mediante simulación con FAST-SC en un ensayo de caída libre desde 5 grados de inclinación de plataforma. Además de la reducción en el desplazamiento, llama poderosamente la atención el cambio en la firma de la velocidad del TMD, que pasa de tener forma sinusoidal a tener forma de onda cuadrada de la misma frecuencia. Esto tiene su explicación en el hecho de que los topes actúan de forma rápida modificando el sentido de desplazamiento de la masa, con lo que la solución óptima pasa a ser aquella que mantiene una mayor velocidad media a lo largo del recorrido, permitiendo al amortiguador absorber más energía.

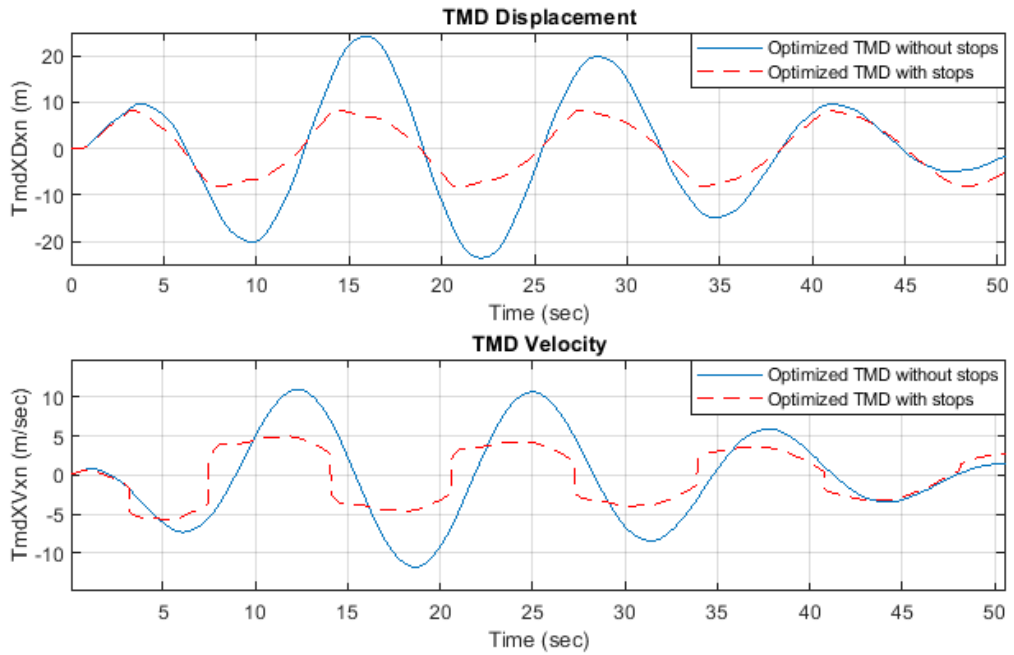


Figura 3.8.- Desplazamientos y velocidades del TMD sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo discont.)

El análisis de las respuestas en el dominio de la frecuencia también ofrece datos interesantes. La Figura 3.9 contiene la densidad espectral de potencia de la variable TTD_{FA} para simulaciones de caída libre desde 5 grados de inclinación de la plataforma y 100 segundos de duración. La respuesta en verde discontinua punteada es la del sistema sin TMD, la de línea azul continua corresponde al sistema con TMD optimizado sin topes y la roja discontinua al sistema con TMD optimizado con topes. En ambos casos el TMD simulado es el de 40000 kg de masa. En general, ambas soluciones hacen un trabajo excelente en la reducción de la respuesta del sistema. Sin embargo, aunque las dos soluciones de TMD representadas tienen prestaciones muy similares, reducen la fatiga de forma distinta. La incorporación de los topes no permite atenuar tanto el primer modo estructural, pero sin embargo reduce bastante más la respuesta del segundo modo que en el caso sin topes.

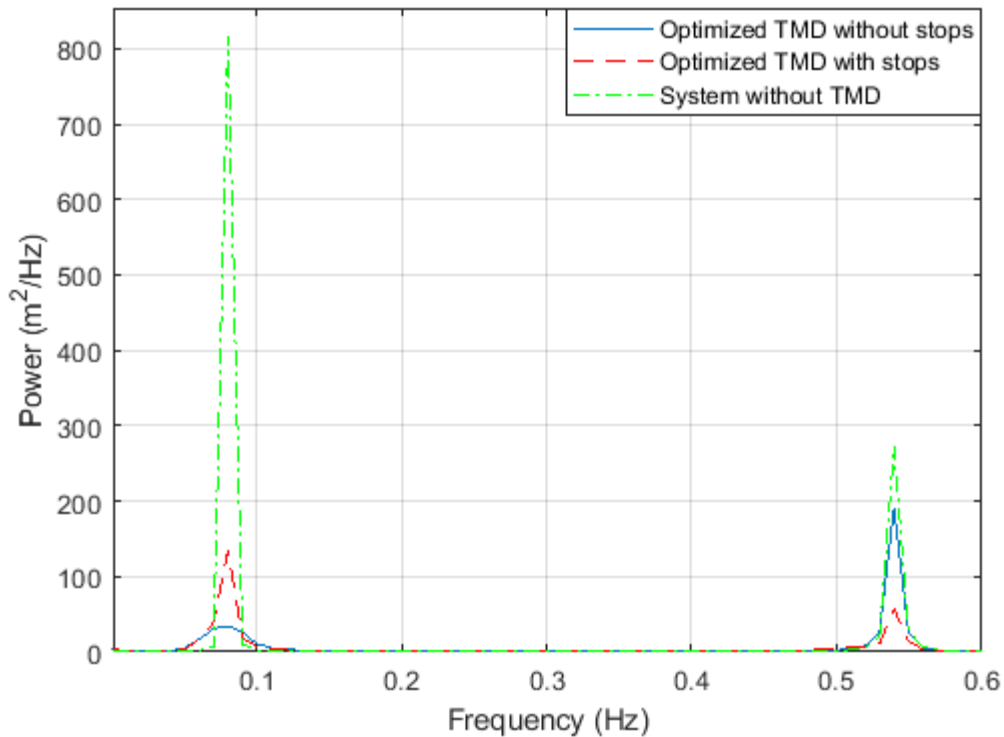


Figura 3.9.- Densidad espectral de potencia de la variable TTD del sistema con TMD de 40000 kg de masa sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo discont.).

El análisis en frecuencia permite comprender las diferencias en la respuesta temporal del sistema para las soluciones con y sin topes. En la Figura 3.10 se muestra el TTD_{FA} de las simulaciones con las que se calcularon las densidades espectrales de potencia, es decir, de la solución sin topes y con topes del TMD de masa 40000 kg. El sistema con TMD sin topes amortigua más el primer modo de vibración del sistema, el de menor frecuencia. Contrariamente, el TMD con topes no amortigua tanto el primer modo de vibración, pero es mucho más capaz de mitigar el segundo modo. Puede verse que, a partir de los 90 segundos, el TMD sin topes ha amortiguado completamente el primer modo de vibración y la torre queda vibrando en su segundo modo. En ese mismo instante, el TMD con topes ha reducido mucho más las oscilaciones del segundo modo de vibración, aunque todavía posee oscilaciones en el primero.

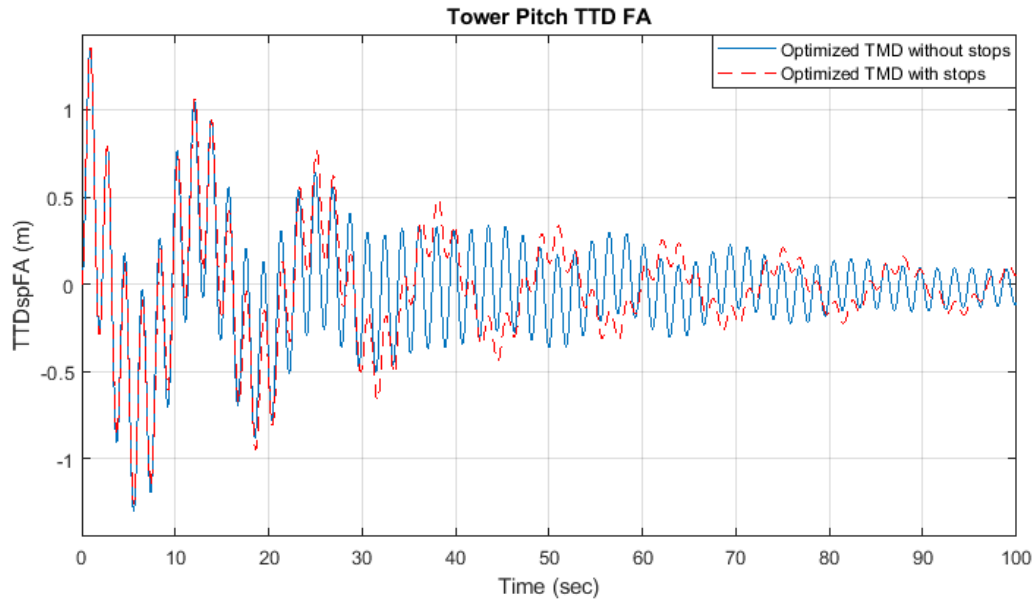


Figura 3.10.- Respuesta temporal del sistema para la variable TTD con TMD de 40000 kg de masa sin topes (azul cont.) y con ellos (rojo descont.).

3.4 Inerter

Para conocer la influencia de la adición del inerter en el TMD se han estudiado los casos anteriores de dos formas distintas. Por un lado, se ha partido de las soluciones de optimización anteriores y se ha intentado optimizar únicamente la inercia de un inerter añadido al sistema. Por otra parte, se han repetido las optimizaciones completas desde cero, añadiendo la inercia como una variable de optimización más.

Cabe recordar que, como ya se explicó en el apartado 2.2.3, el inerter que se añade al sistema se considera instalado en la góndola, formando parte del TMD. El nuevo dispositivo está dispuesto en paralelo al resorte y al amortiguador, conectado de la misma manera que estos, es decir, con un terminal fijado a la góndola y otro fijado a la masa resonante.

3.4.1 Adición de inerter a un sistema ya optimizado

Partiendo de las soluciones del TMD con topes y sin topes, se añadió al modelo un inerter y se introdujo en un nuevo bucle de optimización para obtener el valor de inercia que produjese la menor fatiga posible sobre la torre.

La resolución definida para la inercia fue de 1 kg y sus límites [0, 10000] kg. En todos los casos, tanto para el TMD convencional sin topes como para el TMD con topes, ya fuese con masa de 20000 kg o de 40000 kg, la solución de todas las optimizaciones realizadas siempre tendió hacia valores nulos de inercia. Por lo tanto, se ha podido demostrar que la adición del inerter a un sistema TMD cerrado, ya sea con o sin topes, no produce ninguna mejora en cuanto a reducción de fatiga.

Estos resultados están en consonancia con las observaciones realizadas en los artículos científicos que tratan la utilización de inerters en TMDs. Como ya se comentó en el primer capítulo, en [23] se estudió la optimización de dispositivos de absorción de vibraciones dinámicas a los que se les añadía un *inerter*, concluyendo que su simple adición no proporcionaba ninguna mejora a menos que se introdujese

acompañado de una red de dispositivos mecánicos que confiriesen un grado de libertad adicional al TMD tradicional.

3.4.2 Optimización de sistema completo con inerter

Como se ha visto en el apartado anterior, añadir un inerter a un TMD cerrado, cuyos parámetros de configuración se consideran inamovibles, no produce ninguna mejora. Sin embargo, se ha estudiado también la posibilidad de añadir el inerter al bucle de optimización del TMD, considerando la inertancia como una variable más del problema inicial.

TMD convencional sin topes y con inerter

Para este caso, los resultados han sido los mismos que los obtenidos en el apartado anterior. La inertancia siempre tiende a valores nulos, independientemente de la masa del TMD, dando como resultado los mismos valores para las variables k_T y d_T que en la optimización del TMD convencional sin topes y sin inerter.

Por lo tanto, la adición de un inerter a un TMD convencional sin topes no produce ninguna mejora sobre sus prestaciones.

TMD con topes y con inerter

Con esta configuración se empezaron a obtener resultados muy diferentes con respecto a los alcanzados por el TMD sin inerter, con valores de inertancia no nulos e interesantes cifras de rendimiento. Ante esta situación y teniendo en cuenta los resultados anteriores, se decidió realizar un estudio sobre los resultados alcanzados con diferentes valores de restricción del recorrido del TMD, para observar la tendencia de las soluciones y los valores de inertancia óptimos resultantes.

Dado que en el estudio de los topes no se encontró especial influencia de las variables k_s y d_s en las prestaciones, se decidió mantenerlas fijas en valores de 500000 N/m y 500000 Ns/m, respectivamente, para simplificar el problema y agilizar las optimizaciones. Por tanto, se preparó un bucle de optimización para las variables k_T , d_T , X_s y b_T . Se repitieron las optimizaciones variando el recorrido del TMD permitido (*stroke_max*) desde 6 m hasta 14m.

La Figura 3.11 muestra la diferencia en las prestaciones de un TMD con inerter y uno sin él en función del recorrido permitido. Un eje vertical secundario permite visualizar también el valor de inertancia óptima de cada solución de TMD con inerter. Se observa claramente que la presencia del inerter resulta útil y especialmente favorable cuanto más restringido se encuentre el movimiento del TMD.

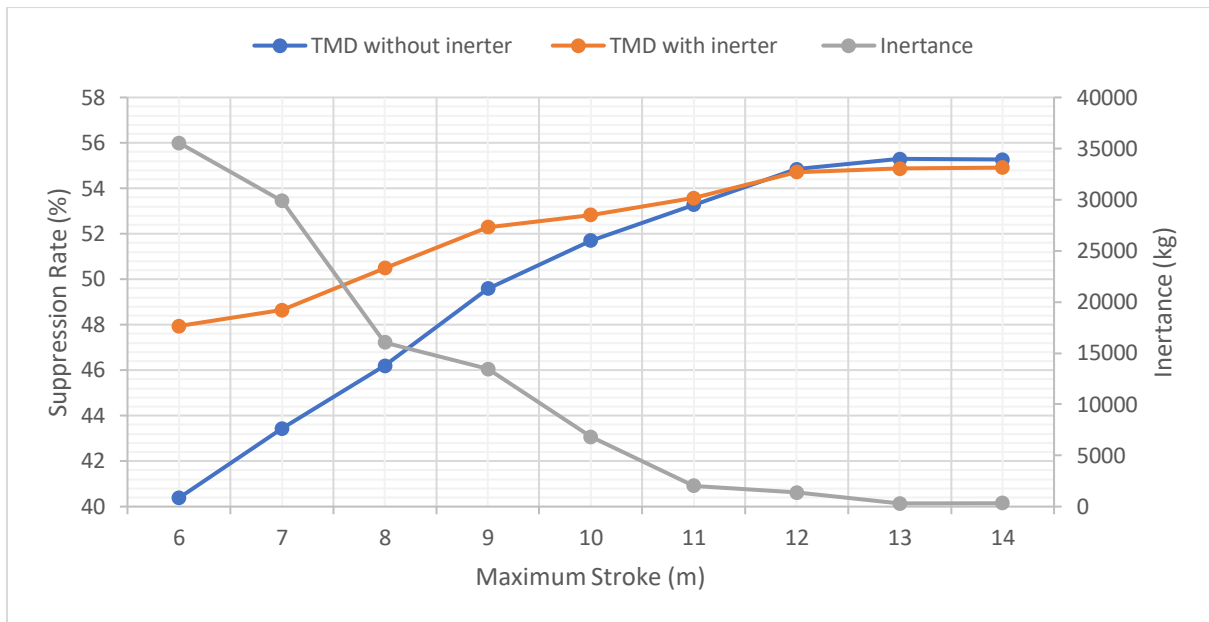


Figura 3.11.- Relación del valor de inercia y las prestaciones de un TMD con y sin inerter, en función del recorrido permitido

Tras el estudio preliminar, se preparó un bucle de optimización para obtener la mejor solución posible, incluyendo en él las variables del TMD convencional, las de configuración de los topes y la inercia (k_T , d_T , X_s , k_s , d_s y b_T). Tomando como referencia las soluciones del estudio anterior, se estableció la configuración recogida en la Tabla 3-11 para realizar una optimización lo más precisa posible, sin distinción por masa.

Tabla 3-11.- Configuración de optimización precisa para TMD incluyendo configuración de topes e inerter

Variable	Resolución	Mínimo	Máximo
k_T (N/m)	1	10^3	$5 \cdot 10^3$
d_T (Ns/m)	1	10	$4 \cdot 10^3$
X_s (m)	0,01	7,50	8,50
k_s (N/m)	100	10^4	10^6
d_s (s/m)	100	10^4	10^6

Las soluciones para masas de 20000 kg y 40000 kg se muestran en la Tabla 3-12.

Tabla 3-12.- Soluciones de optimización de TMD incluyendo configuración de topes e inerter.

m_T (kg)	k_T (N/m)	d_T (Ns/m)	X_s (m)	k_s (N/m)	d_s (Ns/m)	b_T (kg)
20000	4769	15	7,95	256900	936100	28904
40000	3340	426	7,96	243800	828800	17364

Las prestaciones de las soluciones precisas se han recogido en la Tabla 3-13. Como en apartados anteriores, para evitar diferencias debidas al recorrido del TMD resultante, se procuró generar soluciones de recorrido similar a todas las anteriores ajustando el valor de penalización del recorrido (*Stroke penalty*).

Tabla 3-13.- Prestaciones de optimizaciones de TMD incluyendo configuración de topes e inerter

m_T (kg)	Stroke penalty (m)	Suppression Rate (%)	Maximum Stroke (m)	$\sigma(TTD_{FA})$ (m)
20000	8,2	40,75	8,171	0,2908
40000	8,4	52,22	8,369	0,2345

Nótese que las prestaciones indicadas en la Tabla se han calculado a partir de las simulaciones del modelo. No ha sido posible realizar simulaciones con FAST-SC, por no estar contemplada la presencia del inerter entre las funcionalidades del programa.

En comparación con los resultados del TMD con topes y sin inerter, se observa una mejora en las prestaciones para ambos valores de masas, de aproximadamente un 9 % para el TMD de 20000 kg y un 7% para el de 40000 kg en términos de *Suppression Rate*. La mejora es mayor cuanto menor es la masa del TMD, porque mayor es su recorrido óptimo necesario para amortiguar vibraciones sin topes y más beneficiosa resulta, por tanto, la presencia del inerter con el recorrido restringido.

El análisis de los resultados en el dominio de la frecuencia, mostrado en la Figura 3.12 para el TMD de 40000 kg de masa, indica que el TMD con topes e inerter mitiga las vibraciones de forma similar a la de la solución con topes y sin inerter, pero logrando una atenuación algo mayor para los dos modos de vibración que presenta la variable TTD_{FA} .

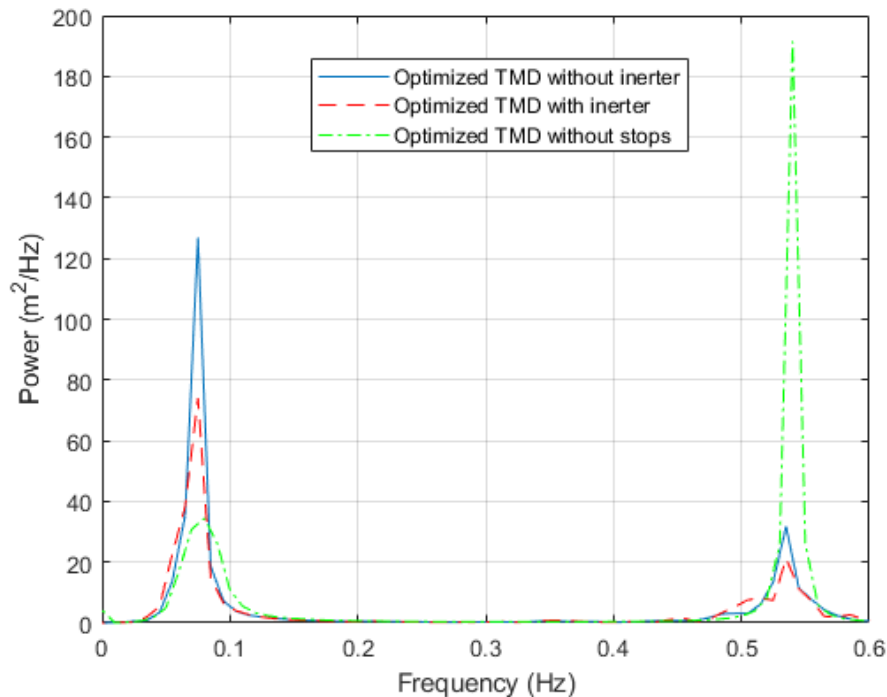


Figura 3.12.- Densidad espectral de potencia de la variable TTD del sistema con TMD de 40000 kg de masa sin topes (verde discontinua punteada), con topes (azul cont.) y con topes e inerter (rojo discontinua).

4 Conclusiones y trabajos futuros

Tras la exposición de todo el trabajo desarrollado y sus resultados, se procede en este apartado a presentar las conclusiones.

Se recuerda que el objetivo inicialmente planteado era estudiar la estabilización de turbinas eólicas marinas flotantes de tipo plataforma mediante la aplicación de técnicas de control estructural pasivo. El estudio de las tecnologías realizado para el trabajo ha tenido la profundidad suficiente como para plasmar la situación actual y las tendencias en cuanto a la estabilización de turbinas eólicas flotantes, la implementación del control estructural y el dispositivo inerter. Esto ha permitido definir claramente las líneas de actuación y establecer los ensayos de interés para el proyecto. A continuación, se resumen los hitos más importantes y se recopilan los hallazgos de mayor interés.

Se desarrolló un modelo de la turbina eólica flotante. Este modelo se centró en la determinación del comportamiento dinámico del sistema en dirección frontal (*fore-aft*) y fue formulado a partir de las ecuaciones de Euler-Lagrange. Los parámetros del modelo se identificaron buscando las condiciones ideales para los experimentos de generación de los datos de referencia, que fueron obtenidos de forma sintética mediante el software de simulación de alta fidelidad FAST-SC. La validación del modelo mostró su capacidad para reproducir fielmente el comportamiento del sistema, especialmente para la variable que sería utilizada posteriormente como referencia para las optimizaciones. Esta variable es la deflexión del extremo superior de la torre, cuya desviación estándar se encuentra altamente correlacionada con la fatiga sufrida por la torre.

El modelo desarrollado incluye un TMD instalado en la turbina, que consta de topes para limitar su recorrido y un dispositivo inerter en paralelo al resorte y amortiguador del TMD tradicional. Se realizaron numerosas optimizaciones en diferentes configuraciones y combinando la presencia de estos dispositivos para observar las relaciones entre ellos y la tendencia de sus variables.

Se demostró que las prestaciones del TMD siempre son mejores cuanto más masa se le confiera. En el caso del TMD con topes, existe también una proporcionalidad lineal directa entre el recorrido permitido y su desempeño.

Al limitar el recorrido del TMD a las dimensiones de la góndola con la incorporación de topes, se lograron unos valores de rendimiento muy similares a los obtenidos por el TMD sin ellos, pero menores que los que obtendría un TMD con topes y mayor recorrido permitido. En cuanto a la posibilidad de optimizar la rigidez y amortiguamiento de los topes, se demostró que la complejidad añadida al problema no repercute de manera significativa en las prestaciones obtenidas.

La dinámica del TMD con topes se encontró diferente con respecto a la del TMD sin ellos. Con la presencia de topes, la rigidez del resorte del TMD es considerablemente menor, ya que deja de ser el principal encargado de detener la masa oscilante. En cuanto al coeficiente de amortiguamiento, sucede lo contrario, este aumenta. Además de la reducción en el desplazamiento, la velocidad del TMD pasa de tener forma sinusoidal a tener forma de onda cuadrada de la misma frecuencia. Se entiende que es debido a que los topes actúan de forma rápida modificando el sentido de desplazamiento de la masa, con lo que la solución óptima

pasa a ser aquella que mantiene una mayor velocidad media a lo largo del recorrido, permitiendo al amortiguador absorber más energía.

El análisis de las respuestas en el dominio de la frecuencia también ofreció datos interesantes. En general, todas las soluciones de TMD obtenidas hacen un trabajo excelente en la reducción de la respuesta del sistema. Sin embargo, aunque las prestaciones con y sin topes son muy similares, la reducción de la fatiga es distinta. El sistema de TMD sin topes amortigua con mucha mayor capacidad el primer modo de vibración del sistema, el de menor frecuencia. Contrariamente, el TMD con topes no amortigua tanto el primer modo de vibración, pero es mucho más capaz de mitigar la respuesta en el segundo modo.

La incorporación del dispositivo inerter al problema ha confirmado algún comportamiento esperado, pero también ha ofrecido resultados prometedores. Se ha podido demostrar que la adición del inerter a un sistema TMD cerrado, cuyos parámetros de configuración se consideran inamovibles, ya sea con o sin topes, no produce ninguna mejora en cuanto a reducción de fatiga. La misma conclusión se deriva de la optimización del inerter junto con los parámetros del TMD convencional sin topes. En los dos casos citados, la incorporación del dispositivo en las condiciones de instalación planteadas resulta innecesaria.

Sin embargo, se observó que la presencia del inerter sí es útil cuando se añade a la optimización junto con el resto de parámetros, resultando especialmente favorable cuando el movimiento del TMD se encuentra restringido por topes. Más aún, los beneficios del inerter son mayores cuanto más restringido esté el recorrido del TMD con respecto a su recorrido ideal sin topes y por tanto cuanto menor sea su masa.

Puede concluirse que todas las simulaciones y optimizaciones realizadas han permitido explorar las capacidades del control estructural pasivo aplicado a turbinas eólicas flotantes, con lo que se puede considerar el objetivo del trabajo completamente cumplido.

Desde un punto de vista más personal, se finaliza este proyecto con una valoración especialmente positiva en cuanto a los conocimientos adquiridos, tanto en el campo de las turbinas eólicas marinas como en el del control estructural. En el desarrollo del trabajo se han desarrollado grandes capacidades de programación en Matlab para identificación, simulación y optimización de modelos definidos por ecuaciones diferenciales. Además, se aprendió a utilizar el programa FAST y los productos derivados de NREL desde cero. A todos estos aspectos técnicos, debe sumarse la satisfacción personal de haber podido contribuir, con un pequeño grano de arena, al desarrollo de tecnologías para la producción de energía limpia y renovable.

Por último y no por ello menos importante, el proyecto ha permitido desarrollar la faceta investigadora del alumno, llegando a preparar un artículo y una presentación con parte de los resultados, que fue expuesta en el congreso internacional EUROSIM 2019. El conjunto de todos los resultados se recopilará en un nuevo artículo que se espera sea aceptado y publicado en una revista científica de prestigio.

Esta iniciativa no concluye con este trabajo, sino que sigue abierta y los modelos desarrollados servirán para futuras investigaciones, ya sean enfocados al análisis del comportamiento de la turbina flotante en diferentes condiciones o a la aplicación de otras técnicas de control estructural.

4.1 Trabajos futuros

A pesar de haberse obtenido resultados satisfactorios y haber cubierto los objetivos planteados, existen multitud de trabajos adicionales que pueden realizarse al respecto. Se citan algunos a continuación:

- Realizar un nuevo análisis integral de cargas de acuerdo con el estándar IEC 61400, para observar si el control estructural resulta lo suficientemente efectivo como para permitir obtener una solución económica cumpliendo las prestaciones e integridad estructural requeridas.
- Repetir los estudios con TMDs en dirección lateral (*side-side*), en diferente localización, como por ejemplo en la plataforma. También se podría plantear la utilización de varios TMDs que actúen de forma combinada mitigando diferentes modos de vibración.
- Idear la forma de incorporar el dispositivo inerter en las simulaciones de FAST-SC. Una posible forma sería aprovechar la interfaz disponible para control activo y codificar un actuador que siga una ley de control tal que reproduzca la respuesta pasiva del inerter.
- Explorar la aplicación de otras técnicas de control estructural. El control semi-activo con dispositivos que pueden alterar sus constantes de proporcionalidad en tiempo real podría permitir sintonizar el TMD para las excitaciones que estuviera sufriendo la turbina en cada momento. El control activo tiene mucha más capacidad para estabilizar la plataforma, pero habría que evaluar si la potencia requerida lo hace viable.
- Considerar modificaciones en el diseño de la plataforma. El hecho de que el primer modo de vibración estructural se encuentre dentro del espectro de mayor excitación del oleaje resulta muy perjudicial para la estabilidad de la plataforma. Para esto, pueden adoptarse medidas de rigidización, amortiguamiento o aislamiento, que modifiquen la frecuencia natural de cabeceo de la plataforma o la desacoplen del movimiento de la turbina.

5 Bibliografía

1. Dornhelm, E., Seyr, H., Muskulus, M. (2019). Vindby—A Serious Offshore Wind Farm Design Game. *Energies*, 12(8), 1499.
2. Stewart, G. M., Lackner, M. A. (2011). The effect of actuator dynamics on active structural control of offshore wind turbines. *Engineering Structures*, 33(5), 1807-1816.
3. Henderson, A. R., Patel, M. H. (2003). On the modelling of a floating offshore wind turbine. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 6(1), 53-86.
4. Fulton, G., Malcolm, D., Moroz, E. (2006, January). Design of a semi-submersible platform for a 5MW wind turbine. In 44th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (p. 997).
5. Withee, J. E. (2004). Fully coupled dynamic analysis of a floating wind turbine system. Massachusetts Inst of Tech Cambridge.
6. Skaare, B., Hanson, T. D., Nielsen, F. G., Yttervik, R., Hansen, A. M., Thomsen, K., Larsen, T. J. (2007, May). Integrated dynamic analysis of floating offshore wind turbines. In European Wind Energy Conference, Milan, Italy (pp. 7-10).
7. Skaare, B., Hanson, T. D., Nielsen, F. G. (2009, May). Importance of control strategies on fatigue life of floating wind turbines. In ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (pp. 493-500). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
8. Zambrano, T., MacCready, T., Kiceniuk, T., Roddier, D. G., Cermelli, C. A. (2008, October). Dynamic modeling of deepwater offshore wind turbine structures in Gulf of Mexico storm conditions. In 25th International conference on offshore mechanics and arctic engineering (pp. 629-634). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
9. Zambrano, T., MacCready, T., Roddier, D., Cermelli, C. (2009, May). Design and installation of a tension moored wind turbine. In ASME 2007 26th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering (pp. 541-548). American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
10. NEWMAN, J. N. *Marine Hydrodynamics* (MIT Press, Cambridge, 1977).
11. Faltinsen, O. (1993). *Sea loads on ships and offshore structures* (Vol. 1). Cambridge university press.
12. Cummins, W. E. (1962). The impulse response function and ship motions (No. DTMB-1661). David Taylor Model Basin Washington DC.
13. Ogilvie, T. F. (1964). Recent progress toward the understanding and prediction of ship motions. In 5th ONR Symp. on Naval Hydrodynamics.
14. Jonkman, J. M., Buhl Jr, M. L. (2007). Loads analysis of a floating offshore wind turbine using fully coupled simulation (No. NREL/CP-500-41714). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
15. Jonkman, J., Butterfield, S., Musial, W., Scott, G. (2009). Definition of a 5-MW reference wind turbine for offshore system development (No. NREL/TP-500-38060). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
16. Vijfhuizen, W. J. M. (2006). Design of a wind and wave power barge. Universities of Glasgow and Strathclyde, Glasgow, Scotland.
17. Mansour, A. M., Huang, E. W., Zhong, Z. (2008, January). Performance evaluation of articulated multi-body floaters in harsh environment. In The

- Eighteenth International Offshore and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers.
18. Kelley, N., Wright, A., Osgood, R. (1998, November). A progress report on the characterization and modeling of a very flexible wind turbine design. In 37th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (p. 52).
 19. Saaed, T. E., Nikolakopoulos, G., Jonasson, J. E., Hedlund, H. (2015). A state-of-the-art review of structural control systems. *Journal of Vibration and Control*, 21(5), 919-937.
 20. Poon, D., Shieh, S. S., Joseph, L. M., Chang, C. (2004, October). Structural design of taipei 101, the world's tallest building. In *Proceedings of the CTBUH 2004 Seoul Conference*, Seoul, Korea (pp. 271-278).
 21. Smith, M. C. (2002). Synthesis of mechanical networks: the inerter. *IEEE Transactions on automatic control*, 47(10), 1648-1662.
 22. Chen, M. Z., Papageorgiou, C., Scheibe, F., Wang, F. C., Smith, M. C. (2009). The missing mechanical circuit element. *IEEE Circuits and Systems Magazine*, 9(1), 10-26.
 23. Chen, M. Z., Hu, Y. (2019). Inerter-Based Dynamic Vibration Absorption System. In *Inerter and Its Application in Vibration Control Systems* (pp. 73-101). Springer, Singapore.
 24. Lackner, M. A., Rotea, M. A. (2011). Passive structural control of offshore wind turbines. *Wind energy*, 14(3), 373-388.
 25. Christiansen, S., Bak, T., Knudsen, T. (2013). Damping wind and wave loads on a floating wind turbine. *Energies*, 6(8), 4097-4116.
 26. Lackner, M. A., Rotea, M. A. (2011). Structural control of floating wind turbines. *Mechatronics*, 21(4), 704-719.
 27. Stewart, G. M., Lackner, M. A. (2011). The effect of actuator dynamics on active structural control of offshore wind turbines. *Engineering Structures*, 33(5), 1807-1816.
 28. Stewart, G., Lackner, M. (2013). Offshore wind turbine load reduction employing optimal passive tuned mass damping systems. *IEEE transactions on control systems technology*, 21(4), 1090-1104.
 29. He, E. M., Hu, Y. Q., Zhang, Y. (2017). Optimization design of tuned mass damper for vibration suppression of a barge-type offshore floating wind turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, 231(1), 302-315.
 30. Hu, Y., Chen, M. Z. (2017, July). Passive structural control with inerters for a floating offshore wind turbine. In *2017 36th Chinese Control Conference (CCC)* (pp. 9266-9271). IEEE.
 31. Hu, Y., Chen, M. Z. (2017, May). Inerter-based passive structural control for load mitigation of wind turbines. In *2017 29th Chinese Control And Decision Conference (CCDC)* (pp. 3056-3061). IEEE.
 32. Hu, Y., Wang, J., Chen, M. Z., Li, Z., Sun, Y. (2018). Load mitigation for a barge-type floating offshore wind turbine via inerter-based passive structural control. *Engineering Structures*, 177, 198-209.
 33. Buhl Jr, Marshall L. *Installing NWTCAE Tools on PCs Running Windows®*. National Wind Technology Center. NREL. Golden, Colorado (EE.UU.). 2013.
 34. Jonkman, Jason Mark; Buhl Jr, Marshall L. *FAST User's Guide*. Technical Report NREL/EL-500-38230. Midwest Research Institute, Batelle (EE.UU.). 2005.

35. Rezaei, V. (2015, July). Advanced control of wind turbines: Brief survey, categorization, and challenges. In 2015 American Control Conference (ACC) (pp. 3044-3051). IEEE.
36. Wayman, E. N., Sclavounos, P. D., Butterfield, S., Jonkman, J., Musial, W. (2006). Coupled dynamic modeling of floating wind turbine systems (No. NREL/CP-500-39481). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
37. García Moreno, E., Correcher Salvador, A., Quiles Cucarella, E., Morant Anglada, F. J. (2016). Recursos y sistemas energéticos renovables del entorno marino y sus requerimientos de control. *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial (RIAI)*, 13(2), 141-161.
38. Wang, C. M., Utsunomiya, T., Wee, S. C., Choo, Y. S. (2010). Research on floating wind turbines: a literature survey. *The IES Journal Part A: Civil and Structural Engineering*, 3(4), 267-277.
39. Tomás Rodríguez, M., Elsaghir, T., Hashi, S., Santos Penas, M. (2018). Análisis de vibraciones en turbinas marinas. *Actas de las XXXIX Jornadas de Automática*, Badajoz, 5-7 de Septiembre de 2018.
40. Tomás Rodríguez, M., Santos Penas, M. (2018). Floating Offshore Wind Turbines: Controlling the impact of vibrations. 7th International Conference on Systems and Control. Universidad Politécnica de Valencia, Octubre 2018.
41. Jonkman, J. M. (2009). Dynamics of offshore floating wind turbines—model development and verification. *Wind Energy: An International Journal for Progress and Applications in Wind Power Conversion Technology*, 12(5), 459-492.
42. Satir, M., Murphy, F., McDonnell, K. (2018). Feasibility study of an offshore wind farm in the Aegean Sea, Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 2552-2562.
43. Honrubia-Escribano, A., Gomez-Lazaro, E., Fortmann, J., Sørensen, P., Martin-Martinez, S. (2018). Generic dynamic wind turbine models for power system stability analysis: A comprehensive review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 81, 1939-1952.
44. Han, Y., Le, C., Ding, H., Cheng, Z., Zhang, P. (2017). Stability and dynamic response analysis of a submerged tension leg platform for offshore wind turbines. *Ocean Engineering*, 129, 68-82.
45. Kandasamy, R., Cui, F., Townsend, N., Foo, C. C., Guo, J., Shenoi, A., Xiong, Y. (2016). A review of vibration control methods for marine offshore structures. *Ocean Engineering*, 127, 279-297.
46. Stewart, G. M., Lackner, M. A. (2014). The impact of passive tuned mass dampers and wind-wave misalignment on offshore wind turbine loads. *Engineering Structures*, 73, 54-61.
47. Gentils, T., Wang, L., Kolios, A. (2017). Integrated structural optimisation of offshore wind turbine support structures based on finite element analysis and genetic algorithm. *Applied energy*, 199, 187-204.
48. Wang, X., Zeng, X., Li, J., Yang, X., Wang, H. (2018). A review on recent advancements of substructures for offshore wind turbines. *Energy conversion and management*, 158, 103-119.

49. Hu, W. H., Thöns, S., Rohrmann, R. G., Said, S., Rücker, W. (2015). Vibration-based structural health monitoring of a wind turbine system. Part I: Resonance phenomenon. *Engineering Structures*, 89, 260-272.
50. Hu, W. H., Thöns, S., Rohrmann, R. G., Said, S., Rücker, W. (2015). Vibration-based structural health monitoring of a wind turbine system Part II: Environmental/operational effects on dynamic properties. *Engineering Structures*, 89, 273-290.
51. Colwell, S., Basu, B. (2009). Tuned liquid column dampers in offshore wind turbines for structural control. *Engineering Structures*, 31(2), 358-368.
52. Zuo, H., Bi, K., Hao, H. (2018). Dynamic analyses of operating offshore wind turbines including soil-structure interaction. *Engineering Structures*, 157, 42-62.
53. Bajrić, A., Høgsberg, J., Rüdinger, F. (2018). Evaluation of damping estimates by automated Operational Modal Analysis for offshore wind turbine tower vibrations. *Renewable Energy*, 116, 153-163.
54. Brzeski, P., Pavlovskaja, E., Kapitaniak, T., Perlikowski, P. (2015). The application of inerter in tuned mass absorber. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 70, 20-29.
55. Brzeski, P., Kapitaniak, T., Perlikowski, P. (2015). Novel type of tuned mass damper with inerter which enables changes of inertance. *Journal of Sound and Vibration*, 349, 56-66.
56. Hu, Y., Chen, M. Z. (2015). Performance evaluation for inerter-based dynamic vibration absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, 99, 297-307.
57. Jonkman, J. (2008, January). Influence of control on the pitch damping of a floating wind turbine. In 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit (p. 1306).
58. Lackner, M. A. (2009). Controlling platform motions and reducing blade loads for floating wind turbines. *Wind Engineering*, 33(6), 541-553.
59. Jonkman, J., Matha, D. (2010). Quantitative comparison of the responses of three floating platforms (No. NREL/CP-500-46726). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
60. Li, X., Gao, H. (2015). Load Mitigation for a Floating Wind Turbine via Generalized H_{∞} Structural Control. *IEEE transactions on industrial electronics*, 63(1), 332-342.
61. Musial, W., Butterfield, S., Ram, B. (2006). Energy from offshore wind (No. NREL/CP-500-39450). National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States).
62. Kaldellis, J. K., Kapsali, M. (2013). Shifting towards offshore wind energy—Recent activity and future development. *Energy policy*, 53, 136-148.
63. Esteban, M. D., Diez, J. J., López, J. S., & Negro, V. (2011). Why offshore wind energy?. *Renewable Energy*, 36(2), 444-450.

6 Listado de siglas, abreviaturas y acrónimos

BEM: Blade Element Momentum.

DEL: Damage Equivalent Load.

DLC: Damage Equivalent Case.

DVA: Dynamic Vibration Absorber.

FA: Fore-Aft.

FAST: Fatigue, Aerodynamics, Structure, Turbulences (software).

FOWT: Floating Offshore Wind Turbine.

IEC: International Electrotechnical Commission.

MSE: Mean Squared Error.

NREL: National Renewable Energy Laboratory (EE.UU.).

OWT: Offshore Wind Turbine.

PSD: Power Spectral Density.

TLP: Tension Leg Platform.

TMD: Tuned Mass Damper.

TTD: Tower Top Displacement.