



# Simulation of a passive vibration absorber to a reduced model of an offshore platform

## Simulación de un absorbedor pasivo de vibraciones a un modelo reducido de una plataforma en alta mar

Oscar Gómez-González<sup>\*1</sup>, Francisco Beltrán-Carbajal<sup>1</sup>, Irvin López-García<sup>1</sup>, Eduardo Campero-Littlewood<sup>1</sup>, and José L. Hernández-Ávila<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Universidad Autónoma Metropolitana (UAM), Casa Abierta al Tiempo,  
Departamento de Energía, Unidad Azcapotzalco,

Av. San Pablo Xalpa No. 180, Col. Reynosa Tamaulipas, C.P. 02200, Azcapotzalco, Ciudad de México, México. Tel. +52 (55) 5318 9000  
{al2193803031,fbeltran,ilg,ecl,hajl}@azc.uam.mx

### Abstract

In this work, a passive control system is proposed to attenuate vibrations on an offshore platform using a tuned mass damper (TMD). The behavior of the proposed control is analyzed by simulations of the structure without and with the vibration absorber, which clearly shows advantages in risk reduction of structural fracture. The proposed model is based on a non-linear system which, including some hypotheses, manages to become a linear control method. The mathematical equations of the system are formulated using the Euler-Lagrange method and are validated with Newton's Second Law. Once the parameters, such as masses, damping coefficients and others, are defined, the behavior of the system is successfully simulated considering a disturbance defined for its analysis. Then, other disturbances are added to the platform obtained model and the control method is applied to two new platforms. In this way, the proposed control method demonstrates its effectiveness in offshore platforms.

**Keywords**— Vibration absorber, passive control, linear model, offshore platform

### Resumen

En este trabajo se propone un sistema de control pasivo para atenuar vibraciones en una plataforma en altamar utilizando un amortiguador de masa sintonizado (AMS). El comportamiento del control que se propone se analiza

mediante simulaciones de la estructura sin y con absorbedor de vibraciones, lo que muestra claramente las ventajas que tiene en la disminución del riesgo de fractura estructural. El modelo que se plantea se basa en un sistema no lineal al que, mediante una serie de hipótesis, logra convertirse en un método de control lineal. Las ecuaciones matemáticas del sistema se plantean utilizando el método de Euler-Lagrange y se valida mediante la Segunda Ley de Newton. Una vez definidos los parámetros, como las masas, coeficientes de amortiguamiento y otros, se simula de forma satisfactoria el comportamiento del sistema ante una perturbación definida para su análisis. Luego se agregan otras perturbaciones al modelo de la plataforma obtenido y se aplica el método de control a dos nuevas plataformas. De esta forma se puede demostrar la efectividad del método de control propuesto en su aplicación a plataformas en alta mar.

**Palabras clave**— Absorbedor de vibraciones, control pasivo, modelo lineal, plataforma en alta mar

### I. Introducción

Una de las alternativas para resolver los problemas de seguridad estructural e incomodidad ante las vibraciones en plataformas oceánicas, es la utilización del concepto de control pasivo de vibraciones, en particular, los amortiguadores de masa sintonizados (AMS). El AMS consiste de una masa, un resorte y un amortiguador viscoso que, colocado en el sistema vibrante principal, atenúa las vibraciones no deseadas, cuando está sintonizado con la frecuencia de la estructura prin-

\*Gracias a todos los que contribuyeron con este trabajo

principal [1]. Esta alternativa se presenta como una de las formas más eficaces y de bajo costo para el mejoramiento de la seguridad de estructuras existentes. Por ello, el diseño y aplicación eficiente de este tipo de amortiguadores sísmicos pasivos, tanto a estructuras construidas como en proyecto, constituye un “refuerzo estructural” en el sentido de disminución de la probabilidad de falla o colapso estructural [2].

Entre los diversos tipos de estructuras en alta mar, la plataforma de tipo chaqueta (Jacket Platform, por su nombre en inglés) es la más utilizada [3]. Con los años, esta plataforma ha asumido un papel multifuncional, ya que se utiliza para la exploración de petróleo, la perforación y la producción. Convencionalmente, tales plataformas se construyen a una profundidad aproximada de 100-150 m, aunque algunas de ellas exceden los 200 m [4]. Por lo general, se construyen a partir de columnas de acero tubulares. Precisamente el nombre de Jacket Platform en la exploración y producción de petróleo y gas, se refiere al marco de acero que soporta la plataforma y las partes superiores de la estructura fija en el océano.

Como una de las estructuras típicas en alta mar, la plataforma oceánica “Jackets” juega un papel indispensable en el desarrollo y utilización de los recursos marinos [5]. Ubicado en un entorno oceánico hostil, las plataformas en alta mar están expuestas a varios factores externos y disturbios como vientos y terremotos, que generalmente conducen a una gran oscilación del sistema [6]. Las vibraciones no solo dañan gradualmente el sistema estructural de la plataforma sino también causan el problema del ambiente incómodo para los operadores de la misma. Por lo tanto, se han hecho muchos esfuerzos para controlar la vibración de las estructuras, para aumentar la estabilidad y para garantizar la seguridad de las plataformas en alta mar.

Existen tres grandes enfoques de control para atacar el problema de las vibraciones en estructuras: Control Pasivo, Control Activo y Control Semiactivo [7].

Los sistemas de Control Activo, se pueden implementar como un sistema único de control de múltiples entradas (actuadores) y múltiples salidas (sensores). Esto permite que las fuerzas aplicadas a la estructura sean en general función de las velocidades y/o desplazamientos de todos los grados de libertad [8].

Desafortunadamente, los sistemas de Control Activo son de difícil implementación en muchas aplicaciones debido al riesgo de desestabilización (asociado a deficiencias en la modelación de la estructura) y al volumen, peso y consumo energético de los actuadores.

La similitud entre los sistemas de Control Semiactivo y los de Control Activo es que poseen sensores, un controlador y actuadores. La diferencia radica en que los actuadores están implementados mediante dispositivos pasivos con alguna característica variable en tiempo

real (ej. amortiguamiento, rigidez, inercia, fuerzas normales en sistemas friccionales, etc.) [9]. Esto los hace más económicos, confiables y con mucho menor consumo de energía que los activos.

Un sistema de Control Pasivo no requiere una fuente externa de potencia. Los dispositivos de control pasivo producen fuerzas en respuesta al movimiento de la estructura. La energía total en un sistema estructural, controlado pasivamente, no aumenta por la presencia de los dispositivos pasivos [10].

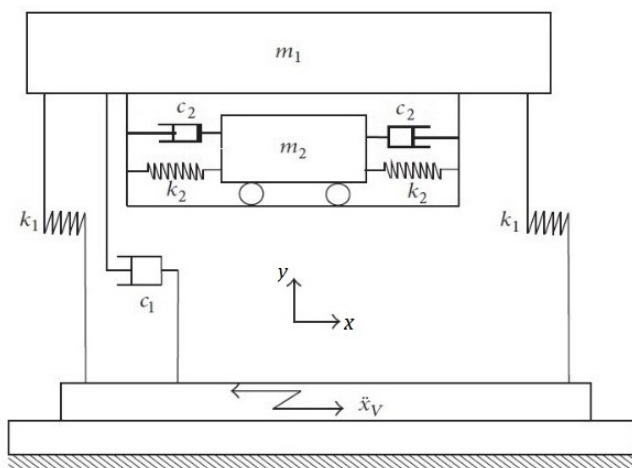
La seguridad de las estructuras generalmente se puede garantizar aumentando su rigidez para cambiar las frecuencias naturales lejos de las frecuencias de resonancia. Sin embargo, este enfoque es generalmente costoso y requiere material de construcción excesivo. Un enfoque alternativo es implementar un mecanismo de control pasivo o activo para regular el movimiento estructural como se desee.

El Control Pasivo es una alternativa confiable, económica y difundida entre varios sistemas mecánicos, no tanto así en el contexto de las plataformas marinas, donde se ha utilizado mayormente estrategias de Control Activo [8]. Por ello, en este trabajo se va a demostrar que es posible obtener resultados satisfactorios en la atenuación de vibraciones de las plataformas marinas aplicando un método económico y fácil de implementar como lo es el Control Pasivo mediante AMS. Por lo tanto, este trabajo se centra en su aplicación y tendrá como objetivo principal el análisis del comportamiento de la plataforma en alta mar cuando se aplica un sistema de control de este tipo. Como complemento de este objetivo se pretende modelar el sistema físico sin y con absorbedor de vibraciones. Un objetivo importante es mostrar de forma didáctica la obtención del modelo de la plataforma utilizando el método de las energías de Euler-Lagrange y ratificar que mediante la segunda ley de Newton se puede llegar al mismo resultado. Esto ofrece ventajas tanto de selección del método deseado como de comprobación del modelo obtenido. Mediante el análisis de las simulaciones, se estudiará el comportamiento del sistema y comprobará la efectividad del control aplicado. Finalmente se llegará a los resultados y se propondrán recomendaciones.

## II. Métodos

Los sistemas pasivos de control estructural como el de la Fig. 1 emplean dispositivos pasivos que responden al movimiento de la estructura y disipan la energía vibratoria del sistema estructural. Estos sistemas, que incluyen aisladores de base, amortiguadores visco elásticos y amortiguadores de masas, han sido empleados también en otro tipo de aplicaciones como en la construcción sismo resistente de más de 720 estructuras en países como Estados Unidos, Japón, Nueva Zelanda, Italia, Canadá, China y

Colombia [11].

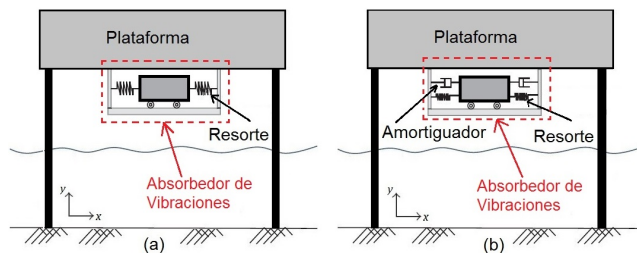


**Figura 1:** Esquema de una plataforma donde se aplica el control pasivo [2]

Los sistemas de disipación pasiva de energía incluyen una amplia gama de materiales y dispositivos para lograr el amortiguamiento, rigidez y capacidad estructural, y pueden ser usados tanto en el diseño de estructuras nuevas como en la rehabilitación sísmica de estructuras existentes. En general, todos estos sistemas están caracterizados por su capacidad de aumentar la disipación de energía en el sistema estructural mediante la conversión de energía cinética a calor o por la transferencia de energía entre modos de vibración.

## II.1. Control pasivo aplicado a la plataforma e hipótesis utilizadas

Las plataformas son estructuras flexibles construidas para tener períodos naturales del mismo orden que los períodos de ondas predominantes en muchos mares [8]. Una plataforma oceánica comprende una plataforma rectangular que descansa sobre cuatro piernas de funcionamiento independiente, con un amortiguador de masa sintonizado (TMD) por sus siglas en inglés, sujeto debajo de la plataforma. Allí hay dos tipos normales de (TMD) pasivo: con y sin amortiguadores, mostrados en la Fig. 2. El (TMD) sin amortiguador tiene un rendimiento de alta respuesta, y el (TMD) con amortiguador puede disipar energía debido a las características de amortiguación [2]. Para el estudio en cuestión se utilizará el modelo del absorbedor con amortiguador, porque como se menciona en [2], proporciona una respuesta más lenta en comparación con el modelo sin amortiguador, pero garantiza mayor seguridad ante fuertes golpes de olas y colisiones leves de barcos. Además, el modelo con amortiguador logra atenuar de forma efectiva también las oscilaciones sísmicas. Vale la pena señalar que, según la investigación de los autores, los sistemas de control de este tipo no ha



**Figura 2:** TDM pasivo. a) Sin amortiguador. b) Con amortiguador.

sido la primera alternativa para su aplicación en plataformas marinas a causa de su sencillez, característica que es poco valorada y que además consideran que lo hace ser poco confiable. Pero se va a demostrar en simulación que el Control Pasivo aporta, tanto robustez y seguridad, como tiempos de respuesta eficientes que hacen que no se desprecie por completo esta alternativa.

El sistema escogido para la plataforma está representado en la Fig. 3. Este es un modelo lineal que constituye una buena aproximación al comportamiento del que se está trabajando. Se usa este modelo dado su simplicidad en su análisis, sin dejar de representar las características fundamentales en las que se va a trabajar. Esto trae como inconveniente no considerar varios fenómenos no lineales que ocurren en el sistema. Un modelo no lineal representaría cada uno de los fenómenos físicos del sistema y como es de esperarse, éste no respondería de forma proporcional a la entrada, que para el caso en estudio, son las perturbaciones del medio donde se encuentra la plataforma. También el modelo no lineal tendría en cuenta las características que hacen imposible la operación y control del sistema, o sea, en qué punto ocurren las no linealidades, y de esta manera identifica donde es más conveniente aplicar el control. Esto se conoce, en control no lineal, como zona de operación alcanzable, que es fundamental conocerla, incluso para aplicar control lineal, ya que aquí es únicamente donde tienen sentido las linealizaciones aplicadas. Por estas razones, aunque el modelo escogido sea lineal, el análisis desde el enfoque no lineal resulta decisivo para poder llegar al mismo.

Para obtener el modelo linealizado de la Fig. 3 se tuvieron en cuenta varias hipótesis, que fueron necesarias para el estudio. Las principales fueron:

1. Se considera un sistema dinámico lineal.
2. Los resortes y amortiguadores, así como la fricción viscosa, se consideran lineales.
3. No se considera ningún atraso en fase de la respuesta del sistema ante la perturbación.
4. Se considera todo el sistema como una masa concentrada, con centro de gravedad que coincide con el punto medio de los soportes de la plataforma.

5. El movimiento se considera solamente en una dirección.

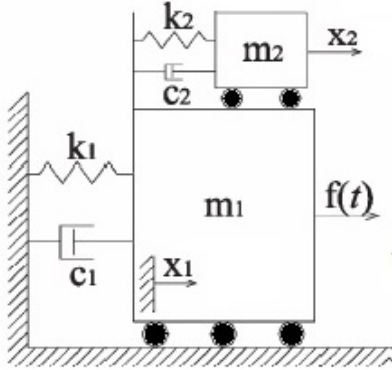


Figura 3: Esquema del sistema a estudiar [12].

La hipótesis del inciso 1 es de las más generales e importantes, ya que significa despreciar todos los comportamientos no lineales que puedan presentarse en la operación. La segunda suposición considera que en el sistema masa-resorte-amortiguador no existirá la fricción de Coulomb entre superficies ni en los amortiguadores. El absorber de vibraciones pasivo actúa como consecuencia de una excitación externa que se aplica sobre el sistema principal y que en respuesta comienza a funcionar, lo que ocasionaría un pequeño atraso en fase de su respuesta con respecto a la perturbación o señal de entrada, de esto se trata la tercera hipótesis que básicamente deja de considerar un fenómeno no lineal llamado zona muerta. La cuarta suposición permite representar el complejo sistema de la plataforma como una masa concentrada tal como se observa en la Fig. 3, ya que estas estructuras en su operación normal pueden variar su centro de gravedad, y con esto, llevar a múltiples modos de comportamiento. Finalmente se considera solo el movimiento horizontal en un eje ya que para el interés de las vibraciones en los otros ejes el comportamiento sería similar y la hipótesis resulta aceptable para el estudio.

## II.2. Modelo sin absorbedor.

Para comenzar a obtener las ecuaciones de movimiento se considera el sistema sin absorbedor, es decir, evaluando solamente el sistema principal de masa  $m_1$ . Inicialmente se aplicará el método de Euler-Lagrange, para lo cual se parte de encontrar, como lo menciona el método, las energías involucradas en la dinámica del sistema como se plantea a continuación.

Para la masa inercial o de inercia lineal  $m_1$ , la energía cinética almacenada puede expresarse como

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 \quad (1)$$

La energía potencial del sistema es almacenada por los resortes involucrados, la cual depende de la constante de rigidez  $k$  y está dada por

$$V = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 \quad (2)$$

La energía disipada por los amortiguadores de masa sintonizados del sistema, considerando los mismos lineales, como se había planteado anteriormente, se expresa por

$$D = \frac{1}{2} c_1 \dot{x}_1^2 \quad (3)$$

De las ecuaciones (1) y (2), se plantea el Lagrangiano como

$$L = T - V \quad (4)$$

Sustituyendo en la ecuación (4) las energías mencionadas se obtiene la ecuación

$$L = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 - \frac{1}{2} k_1 x_1^2 \quad (5)$$

Finalmente la expresión que abarca todas las relaciones energéticas que se encuentran aplicando el formalismo de Euler-Lagrange, como se muestra en la siguiente ecuación

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial L}{\partial x} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = F_1 \quad (6)$$

Desarrollando las expresiones involucradas en la ecuación (6) se obtiene el modelo matemático inicial del sistema sin absorbedor, expresado por

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 = F_1 \quad (7)$$

## II.3. Modelo con absorbedor

El sistema con absorbedor de vibraciones está representado en su totalidad en la Fig. 3. Utilizando nuevamente el método de las energías de Euler-Lagrange, se obtiene:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_2 (x_2 - x_1) \\ + c_1 \dot{x}_1 - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F_1 \end{aligned} \quad (8)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = F_2 \quad (9)$$

Para comprobar los resultados obtenidos de una forma didáctica de tal forma que ayude a entender el procedimiento y brinde otra herramienta a la hora de resolver problemas de este tipo, se aplica al sistema la segunda ley de Newton. Para esto se utiliza el diagrama de cuerpo libre del sistema, representado en la Fig. 4. Esta técnica se basa en un balance de fuerzas como se muestra en la ecuación (10) de forma generalizada.

$$\sum F = m\ddot{x} \quad (10)$$

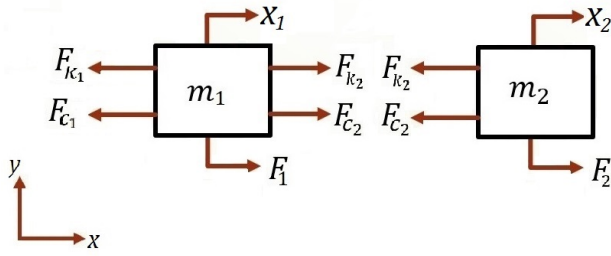


Figura 4: Diagrama de cuerpo libre.

Finalmente, las ecuaciones del sistema se muestran en (11) y (12).

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_1 \quad (11)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_2 (x_2 - x_1) - c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + F_2 \quad (12)$$

Este resultado confirma lo obtenido por el método de las energías de Euler-Lagrange.

#### II.4. Parámetros del sistema

El modelo del sistema principal, requiere de los parámetros  $k$ ,  $c$ ,  $m$  la frecuencia natural y la amplitud de las oscilaciones, así como del sistema del absorbedor.

Basándose en un método descrito por [2], en el cual se realiza una simulación numérica para diferentes coeficientes de distancia bajo una onda senoidal, se pueden obtener los datos necesarios que se plantean a continuación. La frecuencia natural del sistema es de 3 Hz, que corresponde a la frecuencia de resonancia del sistema principal. La relación de masa de la estructura principal y la subestructura es 0.25, y el coeficiente de amortiguamiento del amortiguador es 0.012.

La plataforma tiene una masa de 469.2 kg, correspondiente a la masa del sistema principal  $m_1$  y, por la relación de masas propuesta por [2], la masa del absorbedor a utilizar será de 118.2 kg, correspondiente a la masa  $m_2$ .

La frecuencia natural del sistema principal ( $\Omega$ ) relaciona los parámetros  $k$  y  $m$  según la ecuación (13):

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (13)$$

A partir de esta ecuación se encuentra el valor del parámetro  $k$  (coeficiente de rigidez) despejándolo de forma tal que queda

$$k = m\Omega^2 \quad (14)$$

Entonces para el sistema primario se tendrá,

$$k_1 = (469.2) (2\pi 3)^2 = 166709.46 [N/m]$$

Así mismo para el secundario,

$$k_2 = (118.2) (2\pi 3)^2 = 41997.14 [N/m]$$

Para un sistema dinámico, se requiere conocer la relación de amortiguación ( $\xi$ ), el cual está relacionado con el parámetro  $c$  (valor de amortiguamiento) de la siguiente manera:

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (15)$$

Despejando  $c$  de la ecuación (15) se obtiene

$$c = 2\xi\sqrt{km} \quad (16)$$

$$c_1 = 2(0.012) \sqrt{166709.46 * 469.2} = 212.26 [Ns/m]$$

$$c_2 = 2(0.012) \sqrt{41997.14 * 118.2} = 53.47 [Ns/m]$$

Para efectuar las simulaciones se definen las variables de estado como:

$$z_1 = x_1$$

$$z_2 = \dot{x}_1 \quad (17)$$

$$z_3 = x_2$$

$$z_4 = \dot{x}_2$$

donde  $z_1$  y  $z_3$  representan los desplazamientos del sistema principal y del amortiguador respectivamente, y  $z_2$  y  $z_4$  son las velocidades del sistema principal y del absorbedor respectivamente.

Luego expresando el modelo en el espacio de estado se obtiene

$$\dot{z}_1 = z_2 \quad (18)$$

$$\dot{z}_2 = \frac{-k_1 z_1}{m_1} - \frac{c_1 z_2}{m_1} + \frac{k_2 (z_3 - z_1)}{m_1} + \frac{c_2 (z_4 - z_2)}{m_1} + \frac{F_1}{m_1} \quad (19)$$

$$\dot{z}_3 = z_4 \quad (20)$$

$$\dot{z}_4 = \frac{-k_2 (z_3 - z_1)}{m_2} - \frac{c_2 (z_4 - z_2)}{m_2} + \frac{F_2}{m_2} \quad (21)$$

La fuerza de entrada principal al sistema es oscilatoria y guarda relación con la frecuencia natural del sistema.

Para entender la influencia de la distancia entre el amortiguador y la masa del TMD bajo excitación sísmica, se analizan simulaciones numéricas de las ondas sísmicas Fukushima NS y Taft EW [2]. Fukushima NS se refiere al componente NS registrado en Japón el 11 de marzo de 2011. La magnitud del terremoto correspondiente fue de 9.0 grados en la escala de Richter, con una aceleración



máxima de  $341 \text{ cm/s}^2$ . Taft EW se refiere al componente EW registrado en el condado de Kern, California, EE. UU., El 21 de julio de 1952. El terremoto correspondiente tuvo una magnitud de 7.7 grados en la escala de Richter y un valor de aceleración máxima de  $175.9 \text{ cm/s}^2$ . En [2] se describe la naturaleza de las fuerzas que pueden afectar al sistema de la plataforma marina y se propone considerar las aceleraciones de ambos sismos para determinarlas. Utilizando la ecuación (10) como se muestra a continuación para el de Fukushima NS se obtiene,

$$F_1 = 1599.97N$$

$$F_2 = 403.06N$$

y para el de Taft EW se obtiene,

$$F_1 = 825.32N$$

$$F_2 = 207.91N.$$

Es importante señalar que estas fuerzas pueden variar considerablemente en el entorno real, dado por la naturaleza irregular de las ondas sísmicas y además considerando que se pueden presentar otros tipos de perturbaciones que pueden afectar a las plataformas.

Por lo tanto, considerando una fuerza de excitación del tipo armónica, cuya ecuación se expresa por,

$$F = A_0 \sin(\omega t + \varphi). \quad (22)$$

Donde:

- $A_0$ : es la amplitud de las oscilaciones de la fuerza calculadas anteriormente.
- $\varphi$ : es el desfase entre la señal de entrada y la respuesta del sistema, el cual es muy pequeño y puede ser despreciado.
- $\omega$ : es la frecuencia amortiguada del sistema principal que se calcula por la ecuación:

$$\omega = \Omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (23)$$

Sustituyendo valores se obtiene,

$$\omega = 3 * 2\pi \sqrt{1 - 0.012^2}$$

$$\omega = 18.85 \text{ [rad/s]}$$

Para el propósito de control de vibraciones se considera que las amplitudes más significativas ocurren alrededor de la frecuencia natural, por esta razón, en lo que sigue consideraremos este escenario de operación donde la frecuencia de excitación  $\omega$  es aproximadamente igual a la frecuencia natural del sistema.

### III. Resultados

Con la información y los modelos obtenidos y utilizando el software comercial **MatLab**® mediante el método numérico Runge Kutta de cuarto orden con un tiempo de paso de 5 ms, se obtuvieron las gráficas que se describirán a continuación.

Para el primer análisis se considera la excitación tomada del sismo Fukushima NS. La Fig. 5 muestra la fuerza de excitación que se le aplica al sistema principal con y sin absorbedor para evaluar su efectividad, así como el comportamiento de la plataforma. El sistema del absorbedor es afectado por una fuerza de iguales características, solo con menor amplitud de la oscilación.

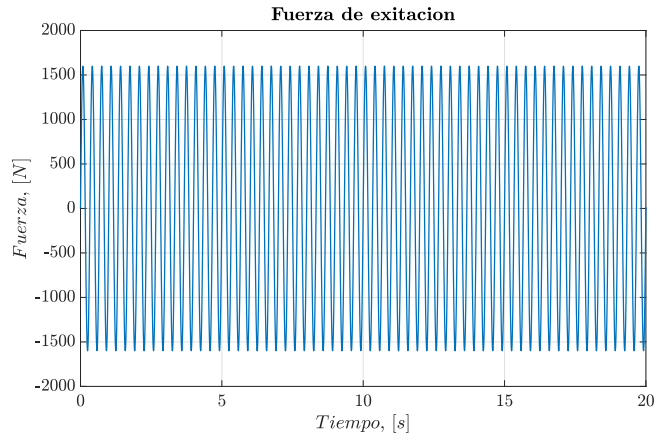


Figura 5: Señal de fuerza de excitación (Fukushima NS).

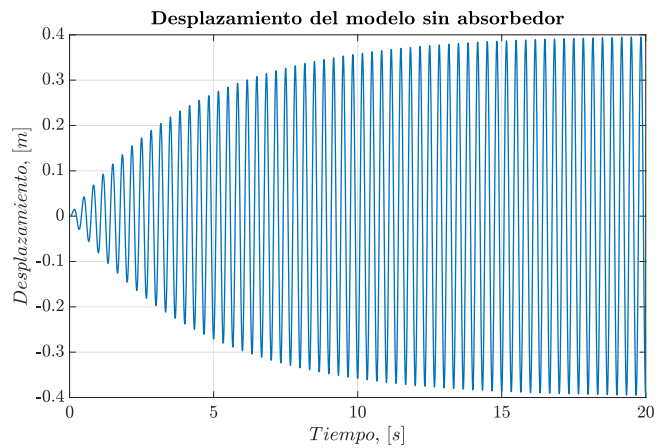
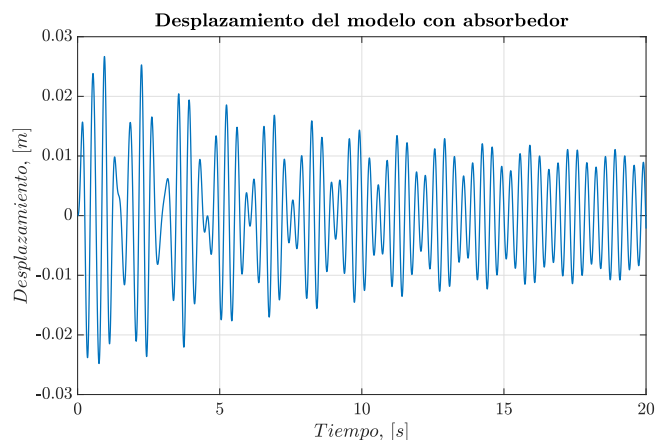


Figura 6: Comportamiento del modelo sin absorbedor (Fukushima NS).

En la Fig. 6 se muestra el comportamiento de la plataforma sin absorbedor. Se aprecia como el sistema oscila durante los primeros 10 s con una gran amplitud de 0.4 m a la misma frecuencia de la excitación dado que el sistema es lineal y se mantiene sin atenuación mientras

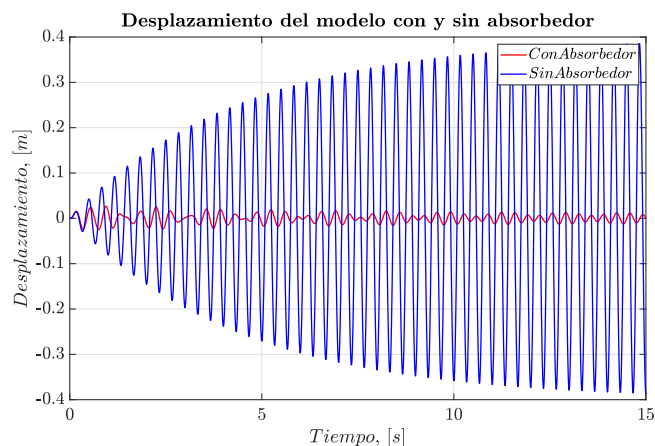
la perturbación esté presente. Es evidente que esta situación provocaría desagradables consecuencias tanto para la plataforma como para los operarios de la misma, incluso podría colapsar como resultado de una intensa y/o prolongada excitación.

En cambio, colocando el absorbedor de vibraciones en el modelo las oscilaciones del sistema muestran una rápida atenuación de la señal, como se observa en la Fig. 7. Se puede apreciar que aproximadamente a los 5 s se logra una atenuación de un 97.8% de la amplitud de la fuerza de perturbación, lo que es un excelente resultado al aplicar el modelo de control pasivo.



**Figura 7:** Comportamiento con absorbedor (Fukushima NS).

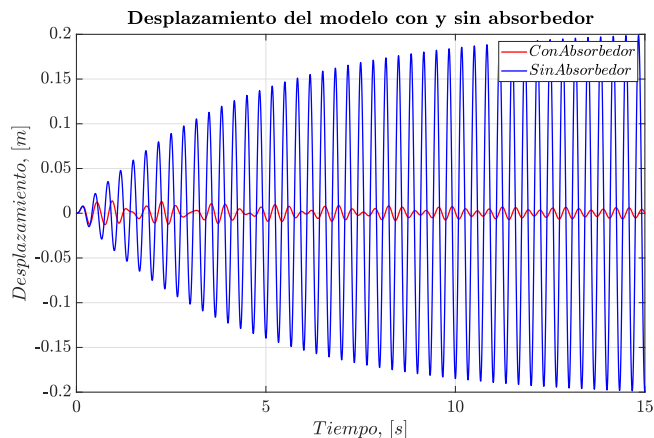
La Fig. 8 muestra de forma comparativa las señales con absorbedor (rojo) y sin absorbedor (azul) con mayor claridad. Se aprecia la reducción que se logra en las vibraciones al superponer los gráficos.



**Figura 8:** Comparación con absorbedor y sin absorbedor (Fukushima NS).

Analizando ahora la excitación sísmológica de Taft EW y manteniendo la frecuencia natural del sistema se llega a resultados muy similares a los obtenidos anteriormente.

En la Fig. 9 se puede observar la comparación, para este caso, entre el modelo con absorbedor y sin absorbedor. Aquí como la aceleración del sismo es menor la fuerza de excitación aplicada es también menor y por tanto se obtienen menores amplitudes de oscilaciones, 0.2 m para el modelo sin absorbedor y 0.007 m para el modelo con absorbedor. Por lo tanto, se obtiene nuevamente una reducción de aproximadamente el 97% de las oscilaciones cuando se aplica el controlador pasivo. Con esto se llega a la conclusión que la amplitud de la fuerza de excitación que se aplica a la plataforma marina no influye de forma significativa en el desempeño del absorbedor de vibraciones. Lo que nos lleva a analizar otros parámetros como la frecuencia.



**Figura 9:** Comparación con absorbedor y sin absorbedor (Taft EW).

El absorbedor de vibraciones es considerado un filtro de frecuencia, el cual se ha sintonizado a la frecuencia natural para reducirla ya que es el peor de los casos y se evita que el sistema entre en resonancia. Pero lógicamente, al presentarse una perturbación en la naturaleza donde se encuentra la plataforma marina, no necesariamente ocurrirá a esta frecuencia. Aun en este caso es necesario que el absorbedor de vibraciones siga cumpliendo con su objetivo. Por otra parte, se debe tener en cuenta que no necesariamente el sistema responde de forma instantánea a la perturbación y existe un desfase entre la señal perturbadora y la respuesta del sistema. Teniendo en cuenta los fenómenos descritos, se comprobó la respuesta de la plataforma ante estos para comprobar si el absorbedor de vibraciones seguía funcionando de forma satisfactoria.

La perturbación que se escogió para cumplir con el fin antes descrito se muestra en la Fig. 10. La misma es una suma de varios componentes armónicos de una onda sinusoidal como se muestra en la ecuación (24), los cuales presentan diferentes frecuencias que se escogieron superiores e inferiores a la frecuencia fundamental de 3 Hz, estando unas cerca de ella y otras más alejadas. Las

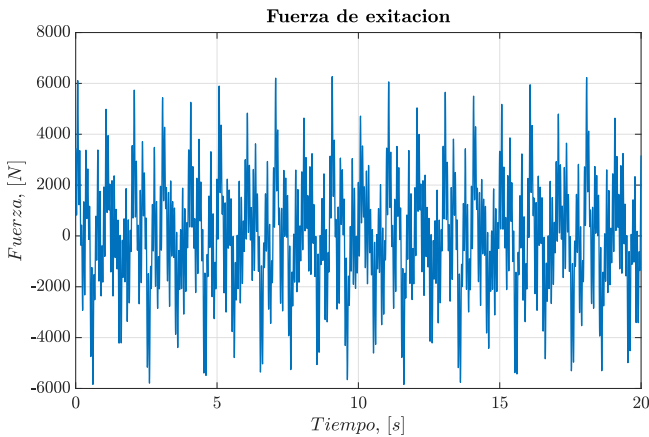
amplitudes varían alternadamente entre las determinadas por las aceleraciones de los sismos descritos en [2] y el ángulo de desfase se tomó aleatoriamente entre 0 y  $\pi$ . Los componentes armónicos de la señal de perturbación se muestran en la Tabla 1.

$$F_1 = \sum_{i=1}^5 F_{1i} \quad (24)$$

**Tabla 1:** Fuerzas armónicas de la nueva perturbación

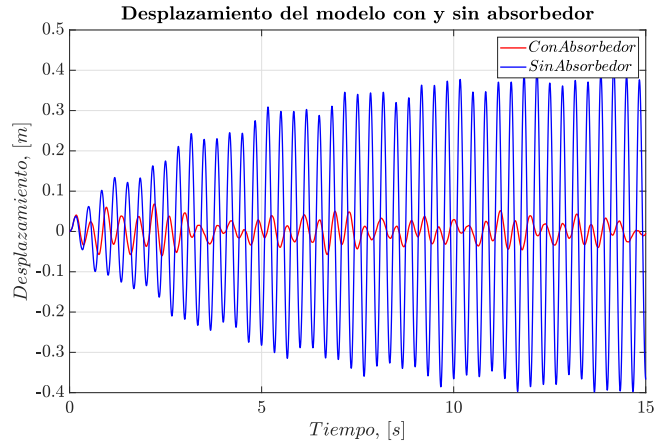
No	Fuerza
1	$F_{11} = 1599.97 \sin(18.85t)$
2	$F_{12} = 825.32 \sin(16t + \frac{\pi}{3})$
3	$F_{13} = 1599.72 \sin(6.28t + \frac{\pi}{4})$
4	$F_{14} = 825.32 \sin(62.83t + \pi)$
5	$F_{15} = 1599.72 \sin(87.96t + \frac{\pi}{2})$

Al observar la comparación de las oscilaciones del sistema de la plataforma sin absorbedor y con absorbedor de la Fig. 11, nuevamente se puede concluir que el controlador pasivo funciona de forma satisfactoria a esta nueva perturbación aplicada. El absorbedor de vibraciones consigue una atenuación promedio de un 96.7% que es muy cercano a lo que se obtuvo en los dos casos anteriores.

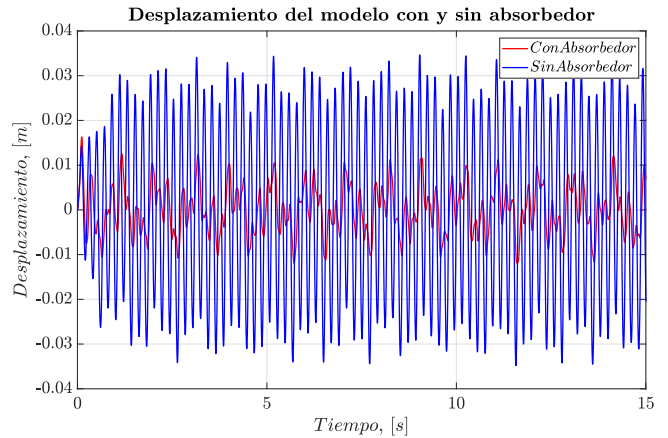


**Figura 10:** Fuerza de excitación armónica.

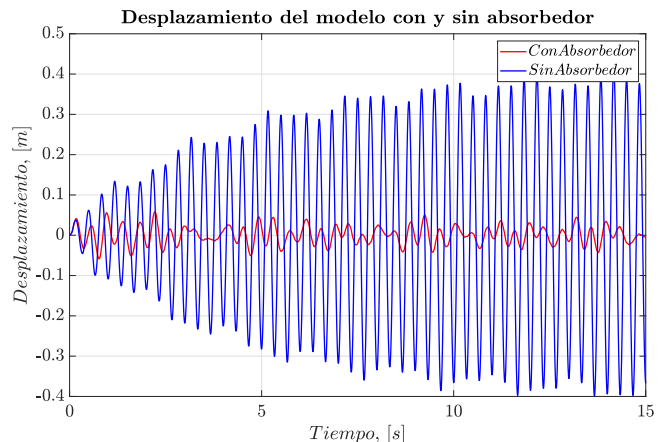
Para complementar el análisis del absorbedor de vibraciones propuesto, se le aplica a dos nuevas plataformas marinas tipo Jacket. Los nuevos sistemas se diferencian del anterior en sus parámetros y principalmente que sus masas son mucho mayores. Estas plataformas también son plataformas reales y sus datos se obtuvieron de los trabajos [13] y [14]. Los resultados obtenidos se muestran en las Fig. 12 y 13. La perturbación aplicada es tipo armónica de varias frecuencias como el análisis antes realizado y tomando las mismas aceleraciones de los sismos tratados en [2].



**Figura 11:** Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica.



**Figura 12:** Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica (datos tomados de [14]).



**Figura 13:** Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica (datos tomados de [13]).

Como se observa el control pasivo permite reducir las vibraciones en cada una de las plataformas oceánicas tipo



Jacket analizadas, lo cual es una muestra satisfactoria al problema de oscilaciones en plataformas marina, además de ser una opción económica y confiable.

#### IV. Discusión

Tras el análisis realizado para resolver el problema de las vibraciones en una plataforma marítima tipo Jacket, se dedujo que los absorbedores de vibraciones representan la técnica más usada para éste y otros ámbitos ingenieriles.

Como se pretendía abordar dicho problema con la mayor efectividad y sencillez posible se escogió un absorbedor de vibraciones pasivo, que además, garantiza facilidad de implementación al sistema principal, aporta robustez y es una opción sumamente económica.

A raíz de la sencillez que aporta el mecanismo de control escogido y de las características del fenómeno que se pretende controlar, el sistema se supone lineal. Aunque esto conlleva a dejar de considerar fenómenos intrínsecos del sistema, se logra obtener resultados satisfactorios.

Con las gráficas del comportamiento de la plataforma antes y después de aplicado el control propuesto para todo los casos analizados, se determina que cuando se presenta una perturbación real, en este caso una perturbación sísmica, el sistema responde con grandes oscilaciones de hasta 0.4 m de amplitud, las cuales podrían significar el colapso de la estructura y graves daños a los operarios. Se acopla el absorbedor de vibraciones a la estructura principal de la plataforma y bajo la misma perturbación se obtienen resultados muy favorables, ya que con una respuesta de aproximadamente 3.8 s se logra atenuar las oscilaciones alrededor de un 97 % con respecto a las oscilaciones sin el absorbedor.

Dado que la mayoría de las perturbaciones sísmicas provocan los peores efectos en los primeros segundos, se pueden modificar los parámetros de los amortiguadores para una rápida respuesta y en algunos casos se podría prescindir de ellos. En diferentes entornos, la respuesta rápida ya no es un requisito indispensable, siendo las mayores perturbaciones provocadas por el oleaje y en este caso el absorbedor debe garantizar mayor disipación de la energía de la perturbación incluyendo necesariamente amortiguadores con más alto coeficiente de amortiguamiento. Estos requisitos se cumplen perfectamente en el dispositivo presentado, solo se requiere un estudio del medio donde se encuentra la plataforma oceánica antes de definir los parámetros del sistema de control.

Por lo tanto, el absorbedor de vibraciones tiene una amplia gama de aplicación, una gran eficiencia y no cabe duda de que a pesar de la sencillez del método de control, se logran los resultados esperados.

#### V. Conclusiones

Con el presente trabajo se logró modelar el sistema considerando las hipótesis pertinentes para lograr obtener una representación lineal del modelo lo más cercano posible a la realidad. Se evaluó el desempeño de la plataforma bajo un estímulo externo sin aplicar ningún tipo de control y se determinó la necesidad de controlarlo para evitar dicho comportamiento y las consecuencias que esto conlleva en su operación normal. Se llegó a la determinación de usar un control pasivo dada su efectividad, su simplicidad de implementación y su costo. Colocado en el modelo el absorbedor de vibraciones pasivo, se volvieron a realizar las simulaciones y se pudo comprobar el funcionamiento del dispositivo de control y su gran eficiencia para contrarrestar los efectos adversos de las vibraciones. Se llegó a la conclusión de que el mecanismo de control aplicado es efectivo ya que se atenuaron las oscilaciones en un porcentaje promedio del 97.8 %. Con esto se logran los objetivos planteados en el trabajo.

#### Agradecimientos

Gracias a todos los profesores y tutores, así como al Departamento de Energía de la UAM Azcapotzalco.

#### Referencias

- [1] Ricardo Bassotti y Daniel Ambrosini. «Sobre la utilización de amortiguadores de masa sintonizados en la Provincia de Mendoza». En: *Mecánica computacional* 23 (2007), págs. 2321-2340.
- [2] Qiong Wu y col. «A bufferable tuned-mass damper of an offshore platform against stroke and response delay problems under earthquake loads». En: *Shock and Vibration* 2016 (2016).
- [3] Ankita Som y Diptesh Das. «Seismic vibration control of offshore jacket platforms using decentralized sliding mode algorithm». En: *Ocean Engineering* 152 (2018), págs. 377-390.
- [4] Subrata Kumar Chakrabarti. *Hydrodynamics of offshore structures*. WIT press, 1987.
- [5] Bao-Lin Zhang y Qing-Long Han. «Network-based modelling and active control for offshore steel jacket platform with TMD mechanisms». En: *Journal of Sound and Vibration* 333.25 (2014), págs. 6796-6814.
- [6] Bao-Lin Zhang, Li Ma y Qing-Long Han. «Sliding mode H control for offshore steel jacket platforms subject to nonlinear self-excited wave force and external disturbance». En: *Nonlinear Analysis: Real World Applications* 14.1 (2013), págs. 163-178.

- [7] Fabio Casciati, Georges Magonette y Francesco Marazzi. *Technology of semiactive devices and applications in vibration mitigation*. John Wiley & Sons, 2006.
- [8] Arash Hemmati, Erkan Oterkus y Mahdi Khorsanchi. «Vibration suppression of offshore wind turbine foundations using tuned liquid column dampers and tuned mass dampers». En: *Ocean Engineering* 172 (2019), págs. 286-295.
- [9] Hernán Garrido, Oscar Curadelli y Daniel Ambrosini. «A straightforward method for tuning of Lyapunov-based controllers in semi-active vibration control applications». En: *Journal of Sound and Vibration* 333.4 (2014), págs. 1119-1131.
- [10] Daniel Gómez, Johannio Marulanda y Peter Thomson. «Sistemas de control para la protección de estructuras civiles sometidas a cargas dinámicas». En: *Dyna* 75.155 (2008), págs. 77-89.
- [11] Amr S Elnashai y Luigi Di Sarno. *Fundamentals of earthquake engineering: from source to fragility*. John Wiley & Sons, 2015.
- [12] Francesco Ricciardelli, A David Pizzimenti y Massimiliano Mattei. «Passive and active mass damper control of the response of tall buildings to wind gustiness». En: *Engineering structures* 25.9 (2003), págs. 1199-1209.
- [13] Xiaojie Tian y col. «Topology optimization design for offshore platform jacket structure». En: *Applied Ocean Research* 84 (2019), págs. 38-50.
- [14] Mohammad Hadi Enferadi, Mohammad Reza Ghasemi y Naser Shabakhty. «Wave-induced vibration control of offshore jacket platforms through SMA dampers». En: *Applied Ocean Research* 90 (2019), pág. 101848.