



Simulación de un Amortiguador de Vibraciones Activo en un Modelo Reducido de una Plataforma en Alta Mar

Oscar Gómez-González✉, Francisco Beltran-Carbajal, Irvin Lopez-Garcia, Zeferino Damian-Noriega, Gilberto Alvarez-Miranda.

Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco, Departamento de Energía, Av. San Pablo Xalpa No. 180, Col. Reynosa Tamaulipas, C.P. 02200, Azcapotzalco, Ciudad de México, México. ✉al2193803031@azc.uam.mx

Resumen

En este trabajo se propone un sistema de control activo para atenuar vibraciones en una plataforma en altamar utilizando la propiedad de planitud diferencial que presenta la estructura mecánica con el absorbedor de vibraciones. Primeramente, se llevó a cabo un análisis de los aspectos constructivos y de operación de este tipo de estructuras marinas. Particularmente, se enfatizó en la correcta colocación del absorbedor de vibraciones a la estructura principal y en la obtención de un modelo preciso que describa correctamente la dinámica de todo el sistema plataforma-absorbedor. De esta forma, se diseñó un controlador eficiente para el absorbedor activo de vibraciones. Una vez definidos los parámetros, como las masas, coeficientes de amortiguamiento y otros, se simuló de forma satisfactoria el comportamiento del sistema ante una perturbación definida para su análisis. El comportamiento del control que se propone se analizó mediante simulaciones de la estructura sin y con absorbedor de vibraciones, lo que mostró claramente las ventajas que tiene en la disminución del riesgo de fractura estructural y confort de los operadores de la misma. Luego se agregaron otras perturbaciones al modelo de la plataforma obtenido y se aplicó el método de control a dos nuevas plataformas. De esta forma se pudo demostrar la efectividad del método de control propuesto en su aplicación a plataformas en alta mar.

Palabras clave: Absorbedor de vibraciones, control activo, plataforma en alta mar, sismo.

Abstract

In this work, an active control system is proposed to attenuate vibrations in an offshore platform using the property of differential flatness presented by the mechanical structure with the vibration absorber. First, an analysis of the construction and operation aspects of this type of marine structures was carried out. In particular, he emphasized the correct placement of the vibration absorber to the main structure and obtaining an accurate model that correctly describes the dynamics of the entire platform-absorber system. In this way, an efficient controller for the active vibration absorber was designed. Once the parameters, such as masses, damping coefficients and others, were defined, the behavior of the system was successfully simulated in the face of a defined disturbance for analysis. The behavior of the proposed control was analyzed through simulations of the structure without and with a vibration absorber, which clearly showed the advantages it has in reducing the risk of structural fracture and the comfort of its operators. Then other disturbances were added to the obtained platform model and the control method was applied to two new platforms. In this way it was possible to demonstrate the effectiveness of the proposed control method in its application to offshore platforms.

Keywords: Vibration absorber, active control, offshore platform, earthquake.



1. Introducción

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 [1]. Diseñadas y construidas principalmente para operaciones de perforación y explotación de recursos de petróleo y gas, la plataforma oceánica “Jackets” juega un papel indispensable en el desarrollo y utilización de los recursos marinos [2]. Ubicado en un entorno oceánico hostil, las plataformas en alta mar están expuestas a cargas dinámicas como el viento, las olas y la corriente que actúan sobre las estructuras marinas, así como las cargas sísmicas pueden provocar vibraciones y fatiga excesivas [3], [4]. Todas estas vibraciones no deseadas pueden perturbar la mano de obra, afectar la tendencia de perforación y producción y reducir la seguridad estructural y la facilidad de servicio. Por lo tanto, deben controlarse los movimientos alternativos de la plataforma tipo chaqueta y los desplazamientos resultantes de la plataforma. Un método para controlar las vibraciones y mejorar el comportamiento dinámico de las plataformas de chaqueta es el uso de dispositivos disipadores de energía como amortiguadores, aisladores y absorbedores dinámicos de vibraciones [5], [6].

Para este método mencionado existen tres grandes enfoques de control con los cuales 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].

En aplicaciones prácticas, un dispositivo de control pasivo suele presentar sus limitaciones, como el envejecimiento y la resistencia, la fiabilidad de funcionamiento a largo plazo y la renovación o sustitución después de fuertes choques [9]. Además, la fuerza de control no se puede ajustar en tiempo real [10]. En comparación con los sistemas pasivos, los sistemas activos presentan numerosas ventajas. Entre ellas: i) mayor efectividad en el control de la respuesta estructural; ii) efectividad menos sensible a las condiciones locales del suelo y a las características del terremoto; iii) puede ser aplicado tanto para terremotos o vientos fuertes; y iv) selección de los objetivos de control: lo cual permite enfatizar, por ejemplo, el confort humano sobre aspectos del movimiento estructural en momentos no críticos, e incrementar la seguridad estructural ante una acción dinámica severa [11]. En consecuencia, el control pasivo debe dar paso al control activo, que puede lograr un mejor rendimiento de control debido a la introducción de energía de control externa. Incluso, en comparación con el control pasivo, el control activo tiene un peso y un volumen más bajos, un ancho de banda más amplio e incluso un potencial para realizar un autodiagnóstico [10].

Generalmente, un dispositivo de control activo consta de una unidad de actuador, una unidad de sensor y una unidad de control. En las últimas décadas, el control activo ha ganado una atención cada vez mayor tanto en la teoría como en la práctica, y se proponen varios mecanismos de control activo para plataformas marinas, por mencionar algunos, mecanismos de amortiguación de masa activa (AMD), mecanismos de tendones activos [12], mecanismos de amortiguador de masa sintonizado activo (TMD) [13], [14], mecanismos de propulsión de hélice [12], [15], [16], e incluso sus combinaciones [17].

Los dispositivos de control activo están compuestos por una masa o inercia que es controlada activamente por un actuador mediante un algoritmo de control, el cual con la información de sensores ubicados para medir la respuesta estructural y/o la excitación del edificio, calcula la magnitud y dirección de la fuerza a aplicar por el actuador para contrarrestar los efectos sísmicos o eólicos [11].

Una característica esencial de los sistemas de control activo es que requieren una fuente externa de energía para su funcionamiento y, por lo tanto, son vulnerables a cortes en el flujo eléctrico, lo que es altamente probable durante sismos. Estos sistemas pueden mejorar la respuesta dinámica de una estructura, pero una de sus grandes desventajas es que también lo pueden empeorar en el sentido de



que se pueden volver inestables e introducir energía cinética adicional al sistema. Además, ellos están limitados por la cantidad y disponibilidad de energía para imponer las fuerzas requeridas para controlar la infraestructura cuando una fuerza externa actúa sobre ésta [18]. Otras limitaciones del control activo es la dificultad de obtener un modelo adecuado de la estructura para el diseño del controlador y la dificultad en la medición de desplazamientos y velocidades de la estructura. Debido a lo anterior, la extensión del diseño estructural para incorporar conceptos de control con retroalimentación debe estar acompañada por un compromiso con la investigación y el desarrollo tecnológico [19].

Por lo tanto, en este trabajo se llevará a cabo un análisis profundo de los aspectos constructivos y de operación de la plataforma oceánica "Jacket". Particularmente en la interacción de esta con las vibraciones que provocan las cargas sísmicas. De esta forma se podrá obtener un modelo matemático preciso que ayude a describir casi completamente al sistema, que refleje muy bien el comportamiento de la plataforma marina ante vibraciones y que sea factible para la aplicación del controlador activo. Esto nos llevará a desarrollar posteriormente un efectivo método de control activo con las características antes mencionadas, que resuelva los problemas de la plataforma por las perturbaciones a las que se encuentra sometida y específicamente que la proteja ante afectaciones sísmicas. Aunque este enfoque de control es ampliamente difundido, resulta de mucha utilidad su análisis y modelado para seguir perfeccionándolo. En la obtención del controlador activo se aprovecha la propiedad de la planitud diferencial que presenta la estructura mecánica con el absorbedor de vibraciones. Una amplia variedad de sistemas dinámicos controlables exhiben esta propiedad estructural de la planitud diferencial [20], [21]. La planitud diferencial también se ha explotado para la estimación en línea de perturbaciones y derivadas de señales de salida [22]. En el presente trabajo se van a utilizar los datos reales de la plataforma jack-up offshore número 5 de Bohai, ubicada en el Mar del Sur. Se comprobará el desempeño satisfactorio del control activo basado en absorbedores dinámicos de vibraciones ante perturbaciones sísmicas reales. Finalmente se ampliará el estudio para otras plataformas variando los parámetros de las oscilaciones de las fuerzas sísmicas. Los resultados en simulación muestran que la aplicación de absorbedores activos de vibraciones ofrece una muy buena alternativa para atenuar vibraciones indeseables en una plataforma tipo chaqueta.

2. Modelo matemático de vibraciones mecánicas de la plataforma

Una plataforma marina se describe como una instalación industrial localizada costa afuera, cuya función original es la extracción de petróleo y gas natural de los yacimientos del lecho marino [23]. Las plataformas marinas fijas tipo Jacket se caracterizan por encontrarse desplantadas sobre el suelo marino extendiendo su estructura hasta por encima de la superficie del nivel del mar. Las plataformas fijas son estructuras comúnmente utilizadas en tirantes de hasta 200 m de profundidad, a fin de obtener diseños económicos y funcionales [24].

La plataforma tipo Jacket son estructuras metálicas en forma piramidal, se instalan en el fondo marino por medio de pilotes desplantados en estratos resistentes, el nombre de "Jacket" es de origen inglés y significa camisa. La plataforma funciona como un sistema integral suelo-estructura, formado por tres componentes principales: cimentación, subestructura y superestructura.

La subestructura (Jacket) es la parte de la estructura que está directamente en contacto con el mar y recibe las fuerzas producidas por el oleaje. Está construida principalmente con elementos de sección tubular que forman marcos en la dirección longitudinal, así como en la transversal. Sus principales elementos son las piernas por donde son introducidos los pilotes que van desde la superestructura hasta el suelo marino.

Justo debajo de la superestructura, se coloca el sistema de absorbedor de vibraciones activo, como se muestra en la Figura 1. El dispositivo absorbedor consta de un marco, una masa, dos resortes, cuatro ruedas y una fuerza de control que se aplica a la masa por medio del mecanismo de control

activo. La superestructura en sí se representa como una masa puntual que llamaremos m_1 y la subestructura, como es habitualmente modelada, se representa por dos resortes y un amortiguador.

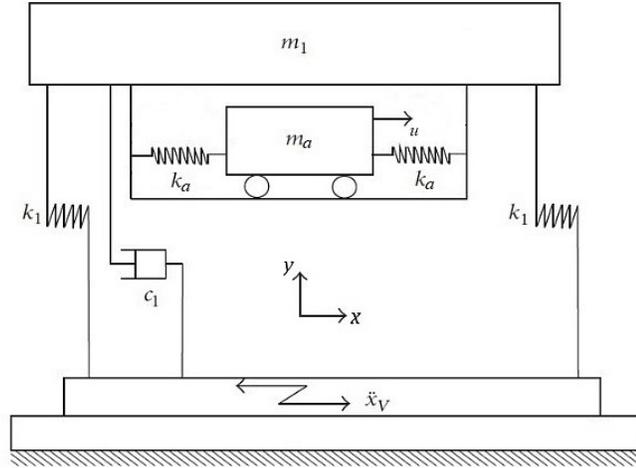


Figura 1. Esquema de una plataforma donde se aplica el control pasivo [6]

En el presente estudio, el movimiento oscilatorio indeseable de esta plataforma se modela de manera aproximada en solo una dirección como un proceso lineal. En este caso en la dirección horizontal representada por el eje de x . Por lo tanto, el modelo matemático de la dinámica del fenómeno oscilatorio está dado por el siguiente conjunto de ecuaciones diferenciales:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1 x_1 &= k_a (x_a - x_1) + f_1 \\ m_a \ddot{x}_a &= -k_a (x_a - x_1) + u_a + f_2 \end{aligned} \quad (1)$$

donde x_1 y x_a son los desplazamientos de la estructura principal y del dispositivo para absorción activa de vibraciones, respectivamente. Luego m_1 , c_1 y k_1 son los parámetros de masa, amortiguamiento y rigidez de la estructura principal, respectivamente. Los parámetros de masa y de rigidez del absorbedor de vibraciones son m_a y k_a , respectivamente. Finalmente, f_1 y f_2 representan fuerzas oscilatorias perturbando a la plataforma y al absorbedor, las cuales dependen de \ddot{x}_V que es el vector de aceleración de las cargas sísmicas en la estructura principal. La variable de entrada de control se denota por u_a , la cual es una fuerza que actuará sobre el absorbedor.

El modelo matemático se puede también expresar en el espacio de estado como

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= -\frac{k_1 + k_a}{m_1} z_1 - \frac{c_1}{m_1} z_2 + \frac{k_a}{m_1} z_3 + \frac{1}{m_1} f_1 \\ \dot{z}_3 &= z_4 \\ \dot{z}_4 &= \frac{k_a}{m_a} z_1 - \frac{k_a}{m_a} z_3 + \frac{1}{m_a} u_a + \frac{1}{m_a} f_2 \end{aligned} \quad (2)$$

con $z_1 = x_1$, $z_2 = \dot{x}_1$, $z_3 = x_a$, $z_4 = \dot{x}_a$.



El modelo (2) exhibe la propiedad estructural de la planitud diferencial [25]. La salida plana está dada por el desplazamiento de la estructura principal $y = z_1$. Así, las variables del sistema se pueden expresar en términos de la salida plana y un número finito de sus derivadas temporales [20]. Entonces, las derivadas de la salida plana con respecto del tiempo:

$$\begin{aligned} \dot{y} &= z_2 \\ \ddot{y} &= -\frac{k_1 + k_a}{m_1} z_1 - \frac{c_1}{m_1} z_2 + \frac{k_a}{m_1} z_3 + \frac{1}{m_1} f_1 \\ y^{(3)} &= -\frac{k_1 + k_a}{m_1} \dot{y} - \frac{c_1}{m_1} \ddot{y} + \frac{k_a}{m_1} z_4 + \frac{1}{m_1} \dot{f}_1 \end{aligned} \quad (3)$$

permiten obtener la siguiente representación entrada-salida de la dinámica (1):

$$\begin{aligned} y^{(4)} &= -\frac{k_a k_1}{m_1 m_a} y - \frac{c_1 k_a}{m_1 m_a} \dot{y} - \left(\frac{k_a}{m_a} + \frac{k_1 + k_a}{m_1} \right) \ddot{y} - \frac{c_1}{m_1} y^{(3)} \\ &+ \frac{k_a}{m_1 m_a} (u_a + f_2) + \frac{k_a}{m_1 m_a} f_1 + \frac{1}{m_1} \ddot{f}_1 \end{aligned} \quad (4)$$

Por lo tanto, se puede obtener el siguiente controlador basado en planitud diferencial:

$$u_a = \frac{m_1 m_a}{k_a} v + \frac{m_1 m_a c_1}{k_a m_1} y^{(3)} + \left(m_1 + m_a + \frac{m_a k_1}{k_a} \right) \ddot{y} + c_1 \dot{y} + k_1 y - f_1 - \frac{m_a}{k_a} \ddot{f}_1 - f_2 \quad (5)$$

donde v representa una entrada de control auxiliar, la cual está dada por

$$v = -\beta_3 y^{(3)} - \beta_2 \ddot{y} - \beta_1 \dot{y} - \beta_0 y \quad (6)$$

Para garantizar la supresión activa de vibraciones, los parámetros de diseño de control, β_i , donde $i = 0, \dots, 3$, se pueden seleccionar usando el polinomio Hurwitz (estable):

$$P_d(s) = (s + p)^4 = s^4 + 4ps^3 + 6p^2s^2 + 4p^3s + p^4 \quad (7)$$

con $p > 0$. Entonces, tenemos que $\beta_0 = p^4, \beta_1 = 4p^3, \beta_2 = 6p^2, \beta_3 = 4p$.

3. Resultados de Simulación

3.1 Parámetros del sistema

Para probar en simulación numérica la capacidad de atenuación de vibraciones del control activo de vibraciones basado en planitud diferencial en una plataforma Jacket, se requiere información de los parámetros de la estructura principal y del absorbedor, incluyendo la frecuencia y amplitud de las oscilaciones. Basándose en un método descrito en [6], 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 [6], la masa del absorbedor a utilizar será de 118.2 kg, correspondiente a la masa m_a .

La frecuencia natural del sistema principal (Ω) relaciona los parámetros k y m según la ecuación (8):

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8)$$

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

$$k = m\Omega^2 \quad (9)$$

Entonces para el sistema primario se tendrá,

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

Así mismo para el secundario,

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

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

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (10)$$

Despejando c de la ecuación (10) se obtiene

$$c = 2\xi\sqrt{km} \quad (11)$$

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

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

Para entender la influencia de una excitación sísmica en el sistema principal y en el absorbedor, se analizan las simulaciones numéricas de las ondas sísmicas Fukushima NS y Taft EW realizadas por [6]. 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 cm/s². 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 cm/s². En [6] 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. Como se muestra a continuación para el de Fukushima NS se obtiene,

$$f_1 = 1599.97 \text{ N}$$

$$f_2 = 403.06 \text{ N}$$



y para el de Taft EW se obtiene,

$$f_1 = 825.32 \text{ N}$$

$$f_2 = 207.91 \text{ N}$$

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,

$$f = A_0 \sin(\omega t + \varphi) \quad (12)$$

Donde:

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

$$\omega = \Omega \sqrt{1 - \xi^2} \quad (13)$$

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 ω es aproximadamente igual a la frecuencia natural del sistema.

3.2 Simulación

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 Figura 2 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.

En la Figura 3 se muestra el comportamiento de la plataforma sin absorbedor. Se aprecia como el sistema oscila durante los primeros 10 s hasta alcanzar una gran amplitud de 0.4 m aproximadamente 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.

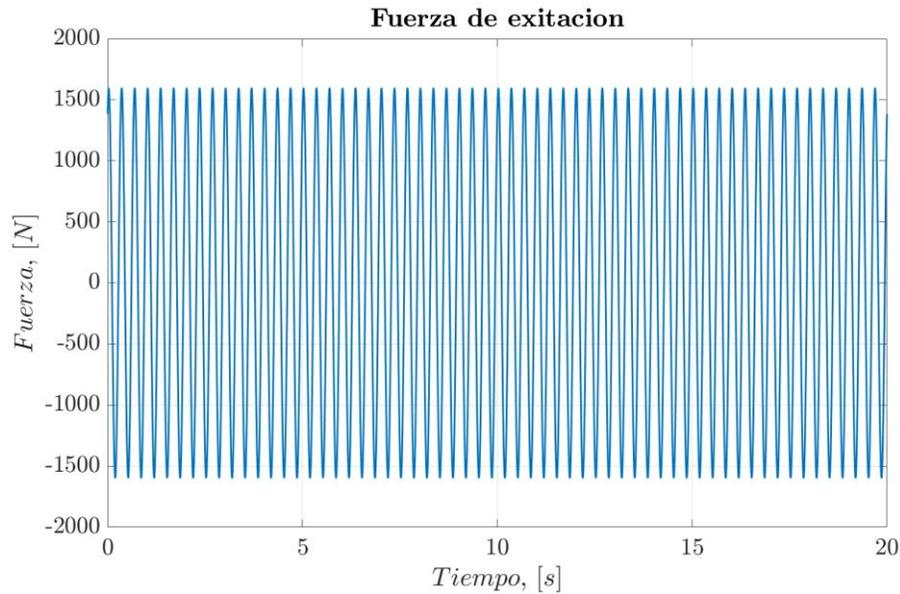


Figura 2. Señal de fuerza de excitación (Fukushima NS).

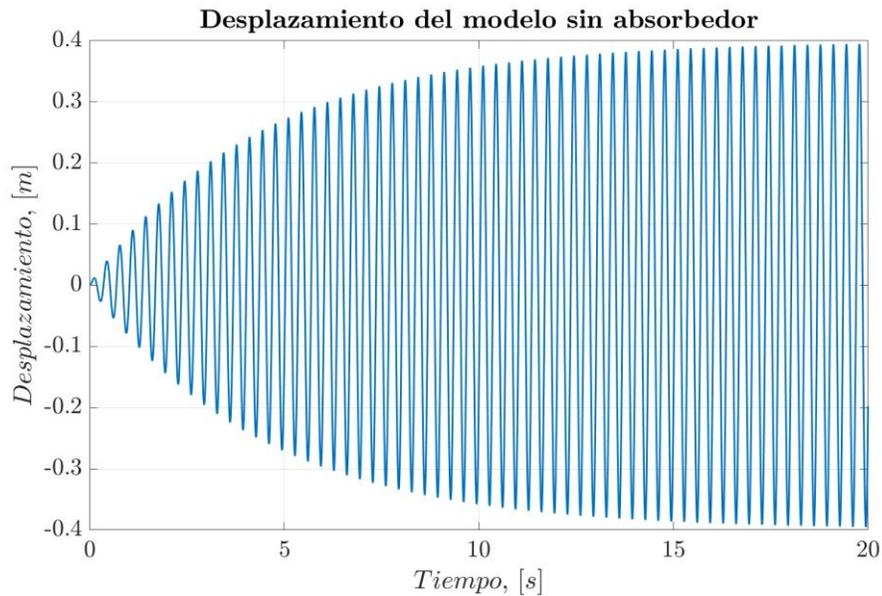


Figura 3. Comportamiento del modelo sin absorbedor (Fukushima NS).

En cambio, colocando el absorbedor de vibraciones activo en el modelo las oscilaciones del sistema muestran una rápida atenuación de la señal, como se observa en la Figura 4. Se puede apreciar que aproximadamente a los 0.4 s se logra una atenuación de un 99.99 % de la amplitud de la fuerza de perturbación, lo que es un excelente resultado al aplicar el modelo de control activo.



La Figura 5 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.

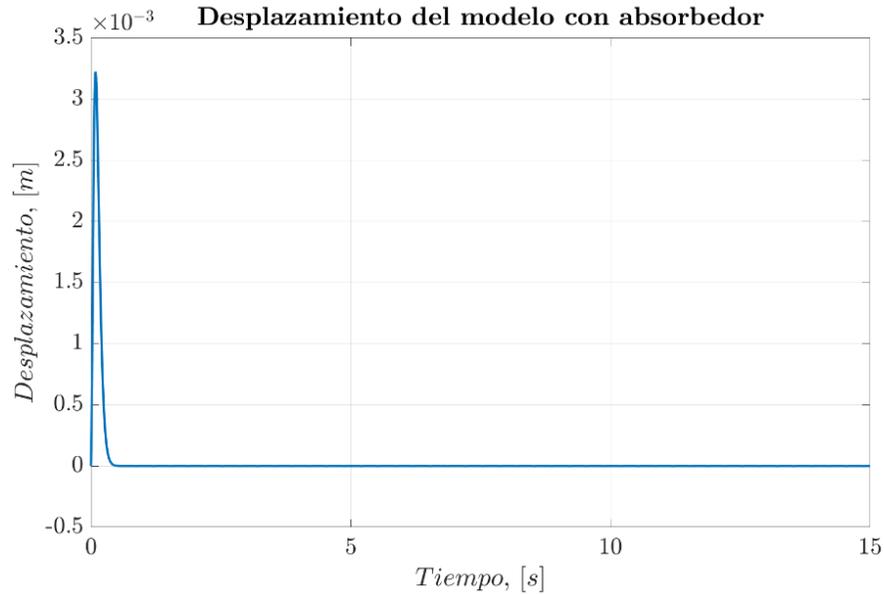


Figura 4. Comportamiento con absorbedor (Fukushima NS).

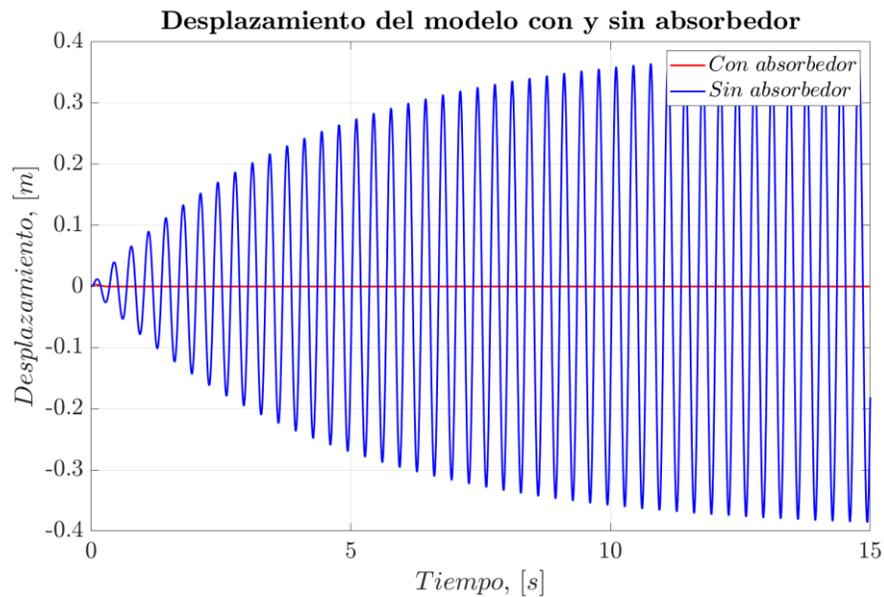


Figura 5. Comparación con absorbedor y sin absorbedor (Fukushima NS).

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 Figura 6 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 el modelo con absorbedor elimina prácticamente las oscilaciones. Por lo tanto, se obtiene nuevamente una reducción de aproximadamente el 99.99 % 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.

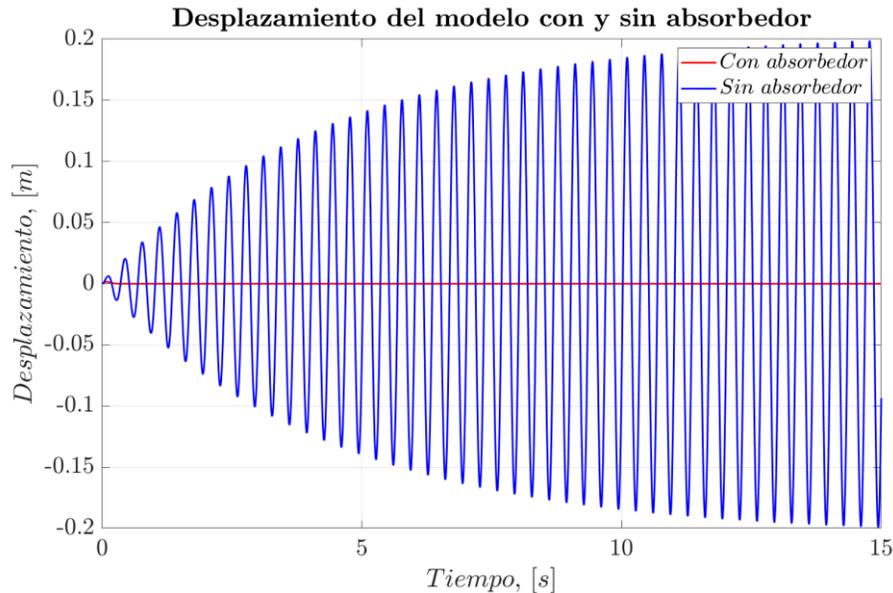


Figura 6. Comparación con absorbedor y sin absorbedor (Taft EW)

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 Figura 7. La misma es una suma de varios componentes armónicos de una onda sinusoidal como se muestra en la ecuación (14), 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 [6] y el ángulo de desfase se tomó aleatoriamente entre 0 y π .

$$f_1 = \sum_{i=1}^5 f_{1i} \quad (14)$$

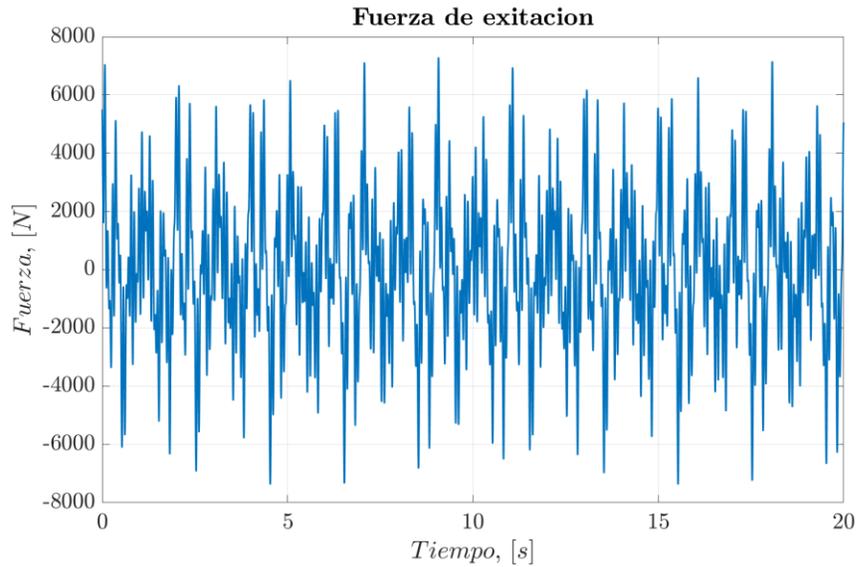


Figura 7. Fuerza de excitación armónica.

Los componentes armónicos de la señal de perturbación se muestran en la tabla 1.

Tabla 1. Fuerzas armónicas de la nueva perturbación.

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

Al observar la comparación de las oscilaciones del sistema de la plataforma sin absorbedor y con absorbedor de la Figura 8, nuevamente se puede concluir que el controlador funciona de forma satisfactoria a esta nueva perturbación aplicada. El absorbedor de vibraciones consigue una atenuación promedio de un 98.3 % que es muy cercano a lo que se obtuvo en los casos anteriores.

Para complementar el análisis del absorbedor de vibraciones propuesto, se les 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 [26] y [5]. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 9 y en la Figura 10. La perturbación aplicada es tipo armónica de varias frecuencias como el análisis antes realizado y tomando las mismas aceleraciones de los sismos tratados en [6].



Como se observa el control activo 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 marinas.

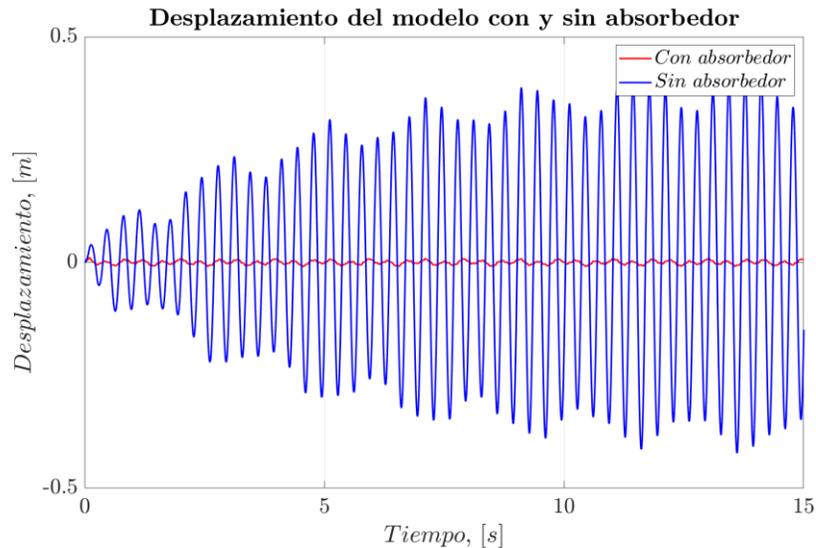


Figura 8. Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica

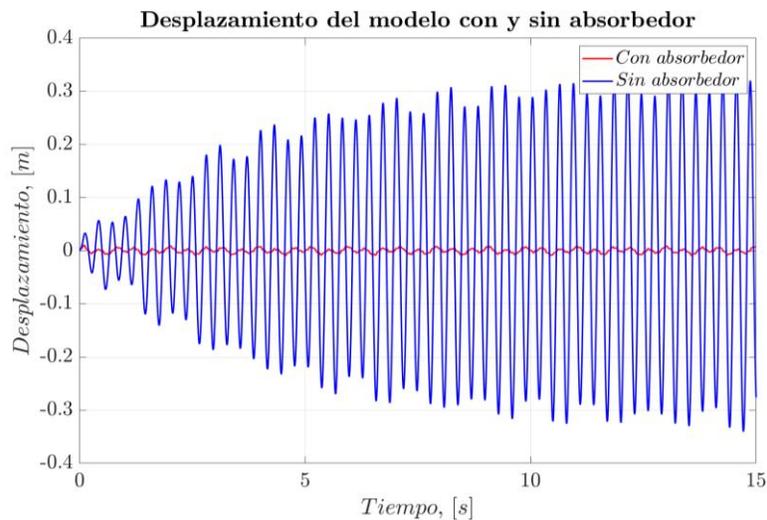


Figura 9. Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica (datos tomados de [5]).

segundos, se escogió un absorbedor de vibraciones activo sin amortiguadores que garantiza una rápida respuesta ante las perturbaciones en comparación a los absorbedores que utilizan algún tipo de amortiguador. Dicha rapidez se puede observar claramente en las gráficas de la respuesta del absorbedor activo, donde en solo 0.4 s se obtiene una excelente atenuación de las vibraciones hasta un 99.99 % como ya se mencionó. La desventaja de no utilizar amortiguadores es que el sistema es más sensible a fuertes golpes, como colisiones de embarcaciones contra la plataforma o grandes olas. Pero considerando la baja frecuencia con que ocurren estos percances, valorando la efectividad que se



tiene ante sismos, el oleaje natural y otras vibraciones y teniendo en cuenta que los amortiguadores pueden limitar la acción del controlador, la aplicación del absorbedor de vibraciones activo sin amortiguadores es la opción que se recomienda utilizar luego de este estudio.

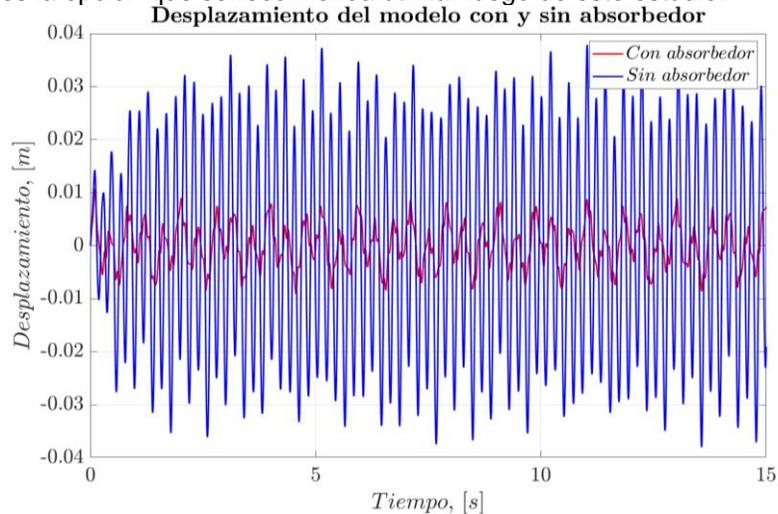


Figura 10. Comparación con absorbedor y sin absorbedor ante perturbación armónica (datos tomados de [26]).

Dado que la mayoría de las perturbaciones sísmicas provocan los peores efectos en los primeros

4. Conclusiones

Con el presente trabajo se logró obtener un modelo matemático preciso que ayudó a describir casi completamente al sistema y contribuyó con el estudio del comportamiento de la plataforma marina ante vibraciones para la aplicación del controlador activo. Se pudo desarrollar posteriormente un efectivo método de control activo que resolvió los problemas de vibraciones de la plataforma ante las perturbaciones sísmicas a las que fue sometida y se demostró que el mismo controlador funciona eficazmente en otras dos plataformas marinas diferentes. En la obtención del controlador activo se aprovechó la propiedad de la planitud diferencial que presenta la estructura mecánica con el absorbedor de vibraciones. 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 activo dada su efectividad y las ventajas que ofrece sobre los otros tipos de control de vibraciones. Colocado en el modelo el absorbedor de vibraciones activo, 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 99.9 %. Con esto se logran los objetivos planteados en el trabajo. Esta investigación puede servir como base para futuros trabajos que engloben otro tipo de perturbaciones que afectan a las plataformas marinas o ampliar el análisis a otros tipos de plataformas diferentes a las utilizadas en este trabajo.

Referencias

- [1] A. Som y D. Das, «Seismic vibration control of offshore jacket platforms using decentralized sliding mode algorithm», *Ocean Eng.*, vol. 152, pp. 377-390, 2018.
- [2] B.-L. Zhang y Q.-L. Han, «Network-based modelling and active control for offshore steel jacket platform with TMD mechanisms», *J. Sound Vib.*, vol. 333, n.º 25, pp. 6796-6814, 2014.



- [3] S. Gupta, N. Shabakhty, y P. van Gelder, «Fatigue damage in randomly vibrating jack-up platforms under non-Gaussian loads», *Appl. Ocean Res.*, vol. 28, n.º 6, pp. 407-419, 2006.
- [4] B.-L. Zhang, L. Ma, y Q.-L. Han, «Sliding mode H control for offshore steel jacket platforms subject to nonlinear self-excited wave force and external disturbance», *Nonlinear Anal. Real World Appl.*, vol. 14, n.º 1, pp. 163-178, 2013.
- [5] M. H. Enferadi, M. R. Ghasemi, y N. Shabakhty, «Wave-induced vibration control of offshore jacket platforms through SMA dampers», *Appl. Ocean Res.*, vol. 90, p. 101848, 2019.
- [6] Q. Wu, X. Zhao, S. He, W. Tang, y R. Zheng, «A bufferable tuned-mass damper of an offshore platform against stroke and response delay problems under earthquake loads», *Shock Vib.*, vol. 2016, 2016.
- [7] F. Casciati, G. Magonette, y F. Marazzi, *Technology of semiactive devices and applications in vibration mitigation*. John Wiley & Sons, 2006.
- [8] A. Hemmati, E. Oterkus, y M. Khorasanchi, «Vibration suppression of offshore wind turbine foundations using tuned liquid column dampers and tuned mass dampers», *Ocean Eng.*, vol. 172, pp. 286-295, 2019.
- [9] H.-N. Li, X.-Y. He, y L.-S. Huo, «Seismic response control of offshore platform structures with shape memory alloy dampers», *China Ocean Eng.*, vol. 19, n.º 2, pp. 185-194, 2005.
- [10] R. Kandasamy *et al.*, «A review of vibration control methods for marine offshore structures», *Ocean Eng.*, vol. 127, pp. 279-297, 2016.
- [11] T. Soong y B. Spencer, «Active, semi-active and hybrid control of structures», *Bull. N. Z. Soc. Earthq. Eng.*, vol. 33, n.º 3, pp. 387-402, 2000.
- [12] F. J. Fischer, S. I. Liapis, y Y. Kallinderis, «Mitigation of current-driven, vortex-induced vibrations of a spar platform via “SMART” thrusters», *J Offshore Mech Arct Eng*, vol. 126, n.º 1, pp. 96-104, 2004.
- [13] M. Zribi, N. Almutairi, M. Abdel-Rohman, y M. Terro, «Nonlinear and robust control schemes for offshore steel jacket platforms», *Nonlinear Dyn.*, vol. 35, n.º 1, pp. 61-80, 2004.
- [14] B.-L. Zhang, Y.-H. Hu, y G.-Y. Tang, «Stabilization control for offshore steel jacket platforms with actuator time-delays», *Nonlinear Dyn.*, vol. 70, n.º 2, pp. 1593-1603, 2012.
- [15] J. Suhardjo y A. Kareem, «Structural control of offshore platforms», 1997.
- [16] I. Yamamoto, M. Matsuura, Y. Yamaguchi, K. Shimazaki, y A. Tanabe, «Dynamic positioning system based on nonlinear programming for offshore platforms», 1997.
- [17] J. Suhardjo y A. Kareem, «Feedback–feedforward control of offshore platforms under random waves», *Earthq. Eng. Struct. Dyn.*, vol. 30, n.º 2, pp. 213-235, 2001.
- [18] R. V. Mejia, *Robust control of systems subjected to uncertain disturbances and actuator dynamics*. Universitat de Girona, 2005.
- [19] D. Gómez, J. Marulanda, y P. Thomson, «Control systems for dynamic loading protection of civil structures», *Dyna*, vol. 75, n.º 155, pp. 77-89, 2008.
- [20] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, y P. Rouchon, «Flatness and defect of non-linear systems: introductory theory and examples», *Int. J. Control*, vol. 61, n.º 6, pp. 1327-1361, 1995.
- [21] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin, F. Ollivier, y P. Rouchon, «Controlling nonlinear systems by flatness», en *Systems and Control in the Twenty-first Century*, Springer, 1997, pp. 137-154.
- [22] F. Beltran-Carbajal, A. Valderrabano-Gonzalez, J. C. Rosas-Caro, y A. Favela-Contreras, «Output feedback control of a mechanical system using magnetic levitation», *ISA Trans.*, vol. 57, pp. 352-359, 2015.
- [23] G. Liu y H. Li, *Offshore platform integration and floatover technology*. Springer, 2017.
- [24] S. K. Chakrabarti, *Hydrodynamics of offshore structures*. WIT press, 1987.
- [25] F. Beltran-Carbajal y G. Silva-Navarro, «Output feedback dynamic control for trajectory tracking and vibration suppression», *Appl. Math. Model.*, vol. 79, pp. 793-808, 2020.
- [26] X. Tian, Q. Wang, G. Liu, Y. Liu, Y. Xie, y W. Deng, «Topology optimization design for offshore platform jacket structure», *Appl. Ocean Res.*, vol. 84, pp. 38-50, 2019.

Autores



MSc. Oscar Gómez-González. Ingeniero eléctrico por la Universidad Central Marta Abreu de Las Villas UCLV, Cuba y Maestro en Ciencias con especialidad en electromagnetismo y control por la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco (UAM-A). Recién graduado de la Maestría en Ciencias en Ingeniería Electromagnética donde se especializó en el área de control. Ha publicado un artículo anteriormente y participado en proyectos de integración.

Dr. Francisco Beltran-Carbajal. Ingeniero Electromecánico por el Instituto Tecnológico de Zacatepec y Doctor en Ciencias en Ingeniería Eléctrica en la especialidad de Mecatrónica por el CINVESTAV-IPN. Ha publicado varias contribuciones científicas en congresos, revistas y capítulos de libros. Ha sido profesor en varias universidades como el Instituto Tecnológico de Zacatepec, el Instituto Politécnico Nacional, el Tecnológico de Monterrey, la Universidad Panamericana, entre otras. El Dr. Beltrán es actualmente Investigador Nacional del Sistema Nacional de Investigadores. Sus principales áreas de interés en investigación, innovación y desarrollo tecnológico son: Identificación y Control de Sistemas Mecatrónicos y Elementos Constitutivos. Actualmente es Profesor Titular C en el Grupo de Investigación Sistemas Mecánicos de Frontera del Departamento de Energía de la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco.

Dr Irvin Lopez-Garcia. Doctor en Ingeniería Eléctrica, con especialidad en Control por la Universidad Nacional Autónoma de México (UNAM), Maestro en Ciencias con especialidad en Ingeniería Eléctrica por el Instituto Politécnico Nacional (IPN) e Ingeniero Electricista con especialidad en Máquinas Eléctricas por Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Azcapotzalco (UAM-A). Se incorporó a la Universidad Autónoma Metropolitana en 2006, donde ha impartido diversas asignaturas a nivel licenciatura y asesorado distintos Proyectos de Integración. Cuenta con el reconocimiento de perfil PRODEP y es miembro del Sistema Nacional de Investigadores (SNI). Sus áreas de interés en investigación son análisis, diseño y control de máquinas eléctricas aplicadas a fuentes alternativas en la generación de energía eléctrica.

Dr. Zeferino Damian-Noriega. Ingeniero Mecánico (1974) por la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) del Instituto Politécnico Nacional (IPN), Maestría y Doctorado en Ciencias (1999 y 2003) en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación (SEPI) de la ESIME-IPN. Ha participado en 28 cursos de educación continua con un total de 706 h. Cronológicamente: Trabajó en Worthington de México como ingeniero de procesos. Trabajó en la planta automotriz de Cuernavaca, Morelos de la Nissan Mexicana como ingeniero de almacenes y sistemas computarizados. Trabajó en Industrias Yopez como supervisor de producción. Realizó una especialización en Proyecto y Manufactura Metalmeccánica en la École Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Francia (1976-1977). Por tres meses ocupó una plaza de profesor temporal en la ESIME-IPN. Fue jefe de ingenieros mecánicos peritos valuadores (de equipo mecánico y máquinas-herramientas) en Ingenial S.A. Trabajó en la planta de bombas hidráulicas de Sulzer Hermanos S.A. de C.V. como ingeniero de métodos. Simultáneamente, fue perito valuador de máquinas-herramientas en la empresa Nuga S.A. de C.V. de cilindros hidráulicos. Simultáneamente, ocupó una plaza en la ESIME-IPN como especialista en normalización. Trabajó como jefe de producción en Taller ICO. Trabajo por tres meses como jefe de producción en la empresa de turbinas de gas Turalmex, en Morelia, Michoacán. A partir de octubre de 1988 y hasta 1991, ocupó plazas temporales como profesor de asignatura de tiempo parcial en la ESIME-IPN y el Colegio de Bachilleres, y a partir del 9 de diciembre de 1988, ocupa una plaza de profesor en la UAM Azcapotzalco, actualmente, Profesor Titular C en el Grupo de Investigación Sistemas Mecánicos de Frontera del Departamento de Energía, cuenta con dos períodos de reconocimiento PRODEP y uno en proceso. Hasta el trimestre 21-I, ha impartido 198 cursos de licenciatura en la UAM-Azcapotzalco en 12 UEA diferentes. A la fecha, ha asesorado 25 proyectos de integración en ingeniería mecánica. Ha asesorado 10 Proyectos de Servicio Social. Es autor del libro *Tecnología de Fabricación Metalmeccánica*. AGT Editor, 1ª. Ed. 1986, México D.F. y de 2 antologías: *Notas de Procesos de Manufactura I 1ª Parte y 2ª Parte*. Ha publicado 14 artículos en revistas científicas nacionales. Tiene 36 memorias publicadas en congresos internacionales y 10 en congresos nacionales. participado en la organización de tres congresos nacionales y tres internacionales.



MSc. Gilberto Alvarez-Miranda. Ingeniero Mecánico (1991) por la Universidad Autónoma Metropolitana, Unidad Azcapotzalco. Maestría en Ciencias (1995) por el Instituto Tecnológico y de Estudios Superiores de Monterrey, Campus Estado de México (ITESM CEM). Cronológicamente ha trabajado en: Carrocerías Pre-construidas, CAPRE S.A de C.V, como Dibujante Industrial y Diseñador, 1981 a 1989. Industrias John Crane de México, como Ingeniero del Producto, 1990-1992. ITESM CEM, como Alumno becario 1992-1995. ITESM-CEM, como Profesor de cátedra, 1996-2005. UAM-Azcapotzalco, como Profesor Asociado C, tiempo determinado 1998-2004. UAM-Azcapotzalco, como Profesor Titular A, tiempo indeterminado, 2004-a la fecha. El profesor en la UAM Azcapotzalco ha sido Coordinador de los Laboratorios de Docencia en Ingeniería Mecánica y Eléctrica, junio de 2004 a junio de 2009, Coordinador del Grupo Temático de Proyecto Mecánico 2003 a la fecha. Ha participado como integrante en el Comité de Estudios de Ingeniería Mecánica y actualmente participa como integrante en el Comité de Estudios de Ingeniería Industrial. Ha participado en los siguientes Proyectos Académicos: Adecuaciones y Modificaciones a los Programas de Estudios de la licenciatura en Ingeniería Mecánica, 2002 a 2004 y 2011 a 2012. Puesta en marcha de la máquina DYNA de control numérico, 2003 a 2004. Integración del CAD/CAM a máquinas de control numérico, 2003. Elaboración de notas para manejo del programa AutoCAD. Manual de prácticas de control numérico, 2003 -2004. Manual para el manejo de máquinas de control numérico, 2002. Manual de tutoriales para el manejo del programa de CAD INVENTOR. Manual de tutoriales para el manejo del programa de CAD/CAM MasterCAM. El profesor ha dirigido más de 20 Proyectos de integración. Está como encargado del funcionamiento del CEMAC y éste se ha mantenido en operación desde sus inicios, 2005 a la fecha y aún antes de que se definiera como el CEMAC.