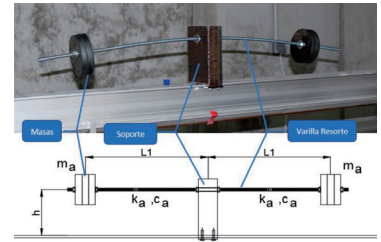


# Desarrollo y ensayo de un amortiguador de masas sintonizadas para sistemas de catenaria rígida

## Development and testing of a tuned mass damper for overhead contact rail systems



Victoria Calleja-Duro<sup>1</sup>, Ramón-Ángel Fernández-Díaz<sup>2</sup>, Joaquín Barreiro-García<sup>2</sup>, Álvaro Calvo-Hernández<sup>3</sup>

<sup>1</sup> ADIF. C/ Titán 4-6 28045 Madrid

<sup>2</sup> Universidad de León. Campus de Vegazana, s/n - 24071 León

<sup>3</sup> Universidad Politécnica de Madrid. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Dpto. de Ingeniería Mecánica. C/ José Gutiérrez Abascal, 2 - 28006 Madrid

DOI: <http://dx.doi.org/10.6036/8498> | Recibido: 16/06/2017 • Evaluado: 19/06/2017 • Aceptado: 01/09/2017

### ABSTRACT

- This paper presents the design, development and validation of a tuned mass damper prototype for the railways field, particularly for overhead contact rail systems. The goal of this research is to prove the efficiency of this kind of absorbers in reducing the vibrations in rigid catenary systems with railway traffic. For this reason, a prototype of Tuned mass damper has been developed from the results obtained from analytical calculation and dynamic simulations performed by means of a Finite Element Method (FEM) software called SolidWorks. In order to validate the prototype, a test area of rigid catenary has been installed in the Technology Centre of Málaga, where dynamic system response tests were performed. The results obtained in tests have proved the effectiveness of this kind of dampers in railway electrification field.
- Key Words:** Tuned mass damper, Overhead contact rail, vibration, Catenary pantograph interaction.

### RESUMEN

Este trabajo presenta el diseño, desarrollo y validación de un prototipo de absorbedor de vibraciones aplicado al campo ferroviario, concretamente al sistema de catenaria rígida.

El objetivo del trabajo es demostrar la eficiencia de este tipo de amortiguadores en la reducción de las vibraciones de un sistema de catenaria rígida al paso de circulaciones.

Para ello se ha desarrollado un prototipo de amortiguador de masas sintonizadas a partir de resultados analíticos y simulaciones realizadas mediante un modelo de elementos finitos desarrollado con SolidWorks.

Para la validación del prototipo se ha montado un banco de pruebas de catenaria rígida en el Centro tecnológico de Málaga en el cual se realizan pruebas de respuesta dinámica del sistema.

Del resultado del presente estudio se desprende la viabilidad de este tipo de amortiguadores en el campo de la electrificación ferroviaria.

**Palabras Clave:** Amortiguador sintonizado de masas, Catenaria rígida, vibraciones, Interacción pantógrafo catenaria.

### 1. INTRODUCCIÓN

El sistema transmisión de energía eléctrica al ferrocarril conocido como catenaria rígida o perfil conductor aéreo es un sistema alternativo al sistema convencional de catenaria flexible en aquellas zonas de gálibo reducido [1][2][3] en las que no es posible su instalación y se necesita captación de corriente por pantógrafo.

Este sistema está compuesto por un perfil de aluminio en forma de mordaza al que se fija el hilo de contacto de cobre en su vértice inferior, el conjunto se fija a la estructura superior mediante soportes aislados tal y como se muestra en la Figura 1.

La primera aplicación de este sistema tuvo lugar en el año 1890, en los ferrocarriles en Baltimore, Estados Unidos y fue traído a Europa seis años más tarde en 1896 en el metropolitano de Budapest, desde sus inicios conocido como tercer carril aéreo hasta nuestros días se ha ido evolucionando en busca de diseños con mayores prestaciones [4][5][6][7]. Las principales ventajas que presenta este sistema en la actualidad son:

1. Reducida altura del sistema, lo que permite su instalación en túneles de gálibo reducido.
2. Hilo de contacto no sometido a esfuerzos de tracción, por lo que puede aumentarse el desgaste del mismo hasta un 30%, frente al 20% permitido en los sistemas de catenaria flexible, esto conlleva una mayor vida útil del mismo y por tanto menores sustituciones.
3. Mayor sección equivalente en cobre del conjunto del perfil e hilo de contacto, con lo que es posible la reducción de cables de alimentación en paralelo.
4. Mayor nivel de seguridad, por la imposibilidad de rotura y caída de un cable por desgaste o accidentes.
5. Mantenimiento más rápido al tener menos elementos que ajustar.

No obstante, la catenaria rígida no ha llegado a ser predominante frente a los sistemas de catenaria flexible por no permitir velocidades mayores de 120 km/h, [1], aun así las ventajas mencionadas anteriormente hacen que sea una solución ampliamente usada sobre todo en túneles ferroviarios urbanos donde la velocidad no juega un factor decisivo frente al resto de bondades del sistema.

Uno de los problemas que se presentan en el desarrollo de diseños de catenaria rígida que permitan mayores velocidades son las vibraciones, las cuales se traducen en un desgaste excesivo de las instalaciones, tanto del hilo de contacto como de los frotadores de los pantógrafos, en la Figura 1 (b) se muestra el desgaste por efecto de dichas vibraciones.

El presente estudio trata de mejorar la captación de corriente en sistemas de catenaria rígida mediante la incorporación de un *amortiguador de masas sintonizado* (AMS) a los sistemas de catenaria rígida.

El Amortiguador de masas sintonizadas es un sistema que tuvo sus inicios con Frahm [8] en 1909, quien patentó un dispositivo de amortiguamiento de vibraciones consistente en acoplar una masa a una embarcación a través de un elemento de rigidez característica, con el fin de reducir el movimiento de balanceo. A partir de esta teoría en 1928 Ormon-droyd y Den Hartog [9] realizan el desarrollo matemático del sistema para una aceleración monofrecuencial, pero no fue hasta 1940 cuando Den

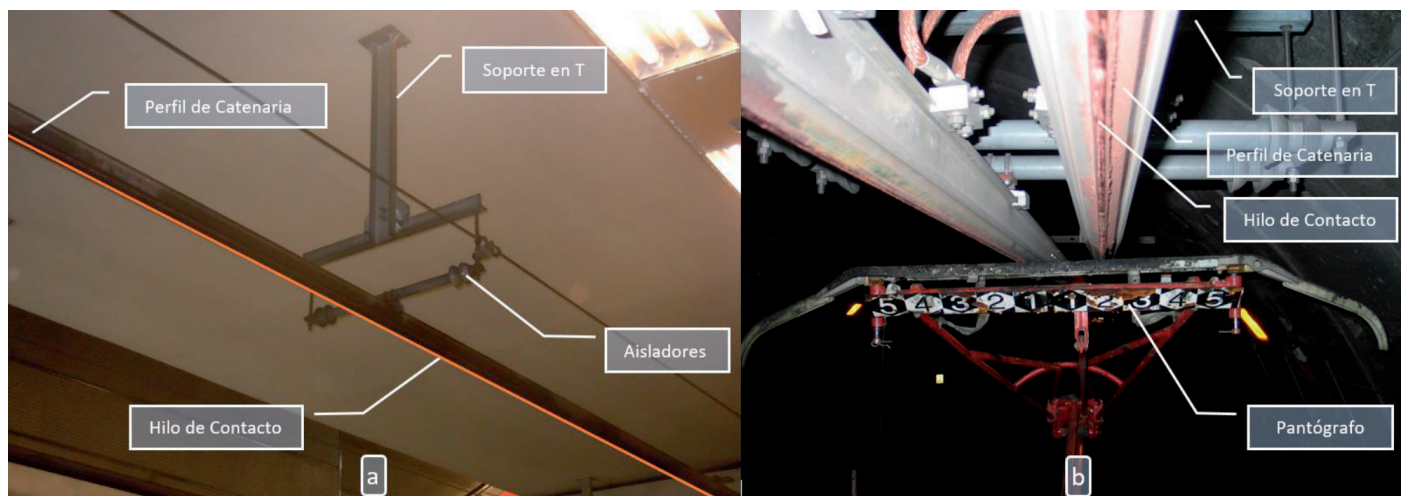


Figura 1: (a) Sistema de catenaria rígida, (b) Detalle del contacto Hilo de contacto-Pantógrafo

Hartog [10] encontró una solución para los parámetros óptimos de sintonización a través de la razón de masas y posteriormente Brock [11] quien determinó los parámetros de amortiguación óptimos para el dispositivo

A partir de ahí importantes contribuciones se han hecho por parte de Warburton [12][13][14], Randal [15] y Tsai y Lin [16] en el desarrollo de nuevas formulaciones para la determinación de los parámetros y sintonizado de estos dispositivos.

Hoy en día este tipo de amortiguadores son ampliamente usado en diversidad de estructuras civiles, algunos de los ejemplos más conocidos son el Edificio Taipei 101, en Taiwan con una masa pendular de acero de 600 toneladas, el Citigroup Center, en Nueva York, actualmente llamado 601 Lexington Avenue, con un dispositivo de 400 toneladas de masa, El Park Tower, en Chicago con un AMS de 300 toneladas colgado de cuatro cables en el interior de una jaula cuadrada o las torres Petronas en Kuala Lumpur, las cuales cuentan con doce amortiguadores en su estructura para contrarrestar las vibraciones por el efecto de los fuertes vientos.

Pese a su probada eficiencia en el campo de las estructuras y de la infraestructura ferroviaria [17] [18] [19], este sistema de amortiguación no ha sido trasladado aun al ámbito de los sistemas de electrificación ferroviaria. En el presente trabajo se presenta el diseño, desarrollo y validación de un prototipo de amortiguador de masas diseñado para sistemas de catenaria rígida.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Para garantizar la vida útil de los sistemas de transmisión eléctrica al ferrocarril es necesario que exista una buena calidad de captación de corriente, es decir, que la interacción entre pantógrafo y catenaria sea lo más constante y uniforme posible, garantizando un contacto permanente entre ambos elementos. El estudio de esta interacción dinámica es algo ampliamente estudiado a través de diferentes modelos computacionales como puede verse en los siguientes estudios [20] [21][22][23][24], en su mayoría basados en métodos de elementos finitos.

La fuerza media que debe ejercer el pantógrafo sobre la catenaria en sistemas de catenaria rígida está indicada en 100 N, por debajo de dicha fuerza no se garantiza la existencia de contacto suficiente para un correcto nivel de calidad de captación de corriente.

Uno de los principales puntos a estudiar para garantizar un buen comportamiento dinámico del sistema de catenaria son las frecuencias naturales del sistema, concretamente aquellas que puedan ser críticas por estar en el entorno de las frecuencias típicas de las mesillas de los pantógrafos utilizados en las unidades de tracción. En caso de que ambas frecuencias coincidieran, el sistema entraría en resonancia ge-

nerando vibraciones de gran amplitud, las cuales provocarían deformaciones en la catenaria y desplazamientos verticales del hilo de contacto que ocasionarían una reducción de la fuerza de contacto y por tanto despegues.

Estos despegues son los causantes de un desgaste prematuro del hilo de contacto por las altas densidades de corrientes que se producen al disminuirse la superficie de contacto y generarse arcos eléctricos y micro fusiones del hilo de contacto. Estas micro fusiones ocasionan puntos discontinuos en el hilo de contacto de gran rugosidad. El avance de estos puntos ocasiona una gran disminución de la vida útil tanto del hilo como del pantógrafo.

Estos fenómenos son proporcionales a la velocidad de circulación de los trenes, lo cual puede provocar la necesidad de reducción de velocidades de circulación con objeto de controlar las magnitudes de dichos efectos no deseables.

La Figura 1 muestra un sistema de catenaria rígida y el desgaste en el hilo de contacto producido por los una mala captación de corriente.

## 3. SELECCIÓN DE LA SOLUCIÓN. AMORTIGUADOR SINTONIZADO DE MASAS

El sistema de catenaria rígida al igual que cualquier sistema físico presenta un comportamiento dinámico característico en función de sus valores de masa, rigidez y amortiguamiento. La modificación de la respuesta dinámica de dicho sistema se puede llevar a cabo modificando cualquiera de estos valores, pero en sistemas de catenaria rígida ya instalados no resulta sencillo la variación de estos parámetros sin incurrir en costes elevados.

Por este motivo para dar solución a las vibraciones de los sistemas en líneas en operación se ha buscado un mecanismo adaptable al mismo que varíe la relación amortiguación/masa.

El sistema seleccionado es un amortiguador de masas sintonizadas (AMS), este es un sistema pasivo de control de vibraciones patentado en 1909 por H. Frahm [9] que consiste en una masa unida a la estructura principal (donde se quiere reducir las vibraciones) por medio un elemento de rigidez conocida. La simplicidad del sistema hace que sea una solución idónea por su bajo coste de instalación y mantenimiento.

Para el correcto funcionamiento de AMS es necesario encontrar los parámetros óptimos del dispositivo, los cuales serán aquellos que minimizan la respuesta dinámica de la estructura principal, por tanto es necesario en un primer paso conocer los parámetros característicos y respuesta dinámica del sistema principal y los modos de vibración que se quiere amortiguar.

## 4. ANÁLISIS DINÁMICO DEL SISTEMA DE CATENARIA RÍGIDA

En el mercado existe diversidad de sistemas de catenaria rígida con diversidad de modelos de soportes, perfiles y configuración de vano máximo, de tal manera que su comportamiento dinámico variará de unos a otros.

Con el objeto de llevar a cabo el estudio del AMS, se ha elegido un sistema de catenaria rígida típicamente usado en diferentes líneas de cercanías de Madrid, compuesto por perfil de aluminio tipo PAC 110 e hilo de contacto de cobre de 150 mm<sup>2</sup> en configuración de vanos de 10 metros. Dicho perfil se encuentra soportado por herrajes tipo T, consistentes en un mástil, un transversal de acero, dos varillas roscadas y barra aislada mediante aisladores cerámicos. Dicho sistema se muestra en Figura 1 (a).

Para la obtención de los parámetros dinámicos de dicho sistema, se ha realizado la instalación e instrumentación de un tramo de 50 metros del mismo en laboratorio y se ha sometido a dicho sistema a un barrido de frecuencias desde 1Hz a 10Hz. Del resultado de estas pruebas se han obtenido unas frecuencias de resonancia del sistema de 4.5Hz y 6.5Hz.

El ensayo realizado está enfocado en la búsqueda de frecuencias que puedan ser críticas para los sistemas de catenaria rígida por estar en el entorno de las frecuencias típicas de las mesillas de los pantógrafos, las cuales suelen estar por debajo de los 10 Hz, por lo que el rango del barrido de frecuencias seleccionado en el estudio es de 1Hz a 10Hz.

Así mismo para el completo conocimiento del sistema, se le han realizado pruebas de respuesta libre del sistema, de cuyo resultado y mediante el método del decremento logarítmico se ha obtenido un coeficiente de amortiguación del sistema casi despreciable de 0.9%.

Para poder calcular los valores óptimos del AMS además de las frecuencias y razón de amortiguamiento de la estructura principal es necesario conocer también los valores de las masas modales. Para la identificación de estos valores se han empleado métodos numéricos a través del desarrollo de un modelo de elementos finitos con el *software* para modelado mecánico en *3D SolidWorks*.

Del análisis dinámico MEF realizado en SolidWorks se obtienen todos los modos de vibración del sistema, de los cuales se han seleccionado los que tienen asociada mayor valor de masa modal por ser estos los más críticos, así se obtienen unos valores de masas modales críticas de 296,72 Kg y de 193,31 Kg asociadas a las frecuencias de 6,28Hz y 4,33 Hz.

Como se puede observar las frecuencias naturales obtenidas en el modelo están en el entorno de las medidas experimentales tomadas en laboratorio.

## 5. DESARROLLO DEL AMS

El amortiguador sintonizado de masas (AMS) es un dispositivo pasivo de mitigación de vibraciones que actúa variando la respuesta dinámi-

ca del sistema principal en el que es instalado. Dicho dispositivo está constituido conceptualmente por una masa ( $m_a$ ) y un resorte ( $k_a$ ) que se incorporan a un sistema principal, con el objetivo de reducir la respuesta dinámica del sistema a una determinada frecuencia o en un estrecho entorno de la misma.

El AMS se "sintoniza" a una frecuencia natural del sistema principal, de tal forma que cuando este sea excitado a esa frecuencia sea el AMS quien vibre en resonancia, atenuando de esta manera la vibración en la estructura principal.

Existen diferentes tipos de AMS, desde los puramente pasivos, como versiones activas o semiactivas como puede consultarse en [25], en el presente estudio se ha utilizado un sistema pasivo puro con estructura pendular, el cual consiste en colgar la masa del AMS de un resorte o barra articulada. En la figura 2 se puede ver el esquema real del AMS instalado en un perfil de catenaria rígida, así como el esquema teórico del sistema.

En los esquemas mostrados,  $m_c$ ,  $k_c$  y  $c_c$  son los valores de masa, rigidez y amortiguamiento modal del sistema principal de catenaria, mientras que  $m_a$ ,  $k_a$  y  $c_a$  lo son respectivamente del amortiguador sintonizado de masas.

Aunque el concepto de AMS es bastante simple, sus parámetros deben ser calculados mediante procedimientos de criterio óptimo, de tal manera que el valor de los mismos dé como resultado, el menor valor posible en la respuesta de la masa modal principal a través de la minimización de la función de transmisibilidad del sistema.

El absorbedor presentado está constituido por dos AMS, uno en cada uno de sus brazos. El conjunto del sistema catenaria rígida y dos amortiguadores forma un sistema de tres grados de libertad, si bien con el objeto de simplificar los cálculos y ahorrar tiempo computacional se ha considerado que cuando uno de los dos amortiguadores está activo a su frecuencia natural el otro se comporta como una masa pasiva, reduciendo así el problema de un sistema de tres grados a dos sistemas independientes de dos grados de libertad.

Para la realización de los cálculos de cada uno de los sistemas amortiguador-catenaria se ha partido de la ecuación del movimiento del sistema (1).

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_c \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_0 \sin \omega t \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

Y siendo  $\mu$  (2) la razón de masas del AMS frente a la masa del modo a amortiguar de la estructura principal,  $\omega_a$  (3) la frecuencia fundamental del AMS y  $\omega_c$  (4) la frecuencia de la estructura principal, se definen  $f_{opt}$  (5) y  $\xi_{opt}$  (6) como la razón de frecuencias y la razón de amortiguamiento para un óptimo sintonizado del AMS obtenidas de la minimización de la función de transmisibilidad.

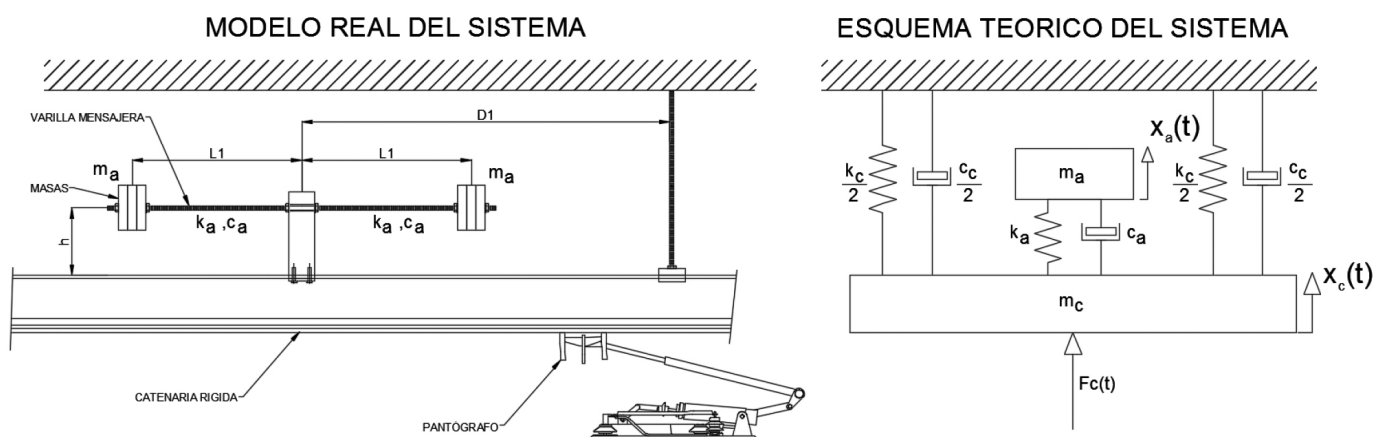


Figura 2: Modelo Real del sistema, (b) Esquema teórico del sistema



$$\mu = \frac{m_a}{m_c}$$
 (2)

$$w_a = \sqrt{\frac{k_a}{m_a}}$$
 (3)

$$w_c = \sqrt{\frac{k_c}{m_c}}$$
 (4)

$$f_{opt} = \frac{w_a}{w_c} = \frac{\sqrt{1 - \frac{1}{2}\mu}}{1 + \mu}$$
 (5)

$$\xi_{opt} = \frac{\mu \left( 3 - \sqrt{\frac{1}{2}\mu} \right)}{8(1 + \mu) \left( 1 - \frac{1}{2}\mu \right)} = \frac{c_a}{2m_a \cdot w_a}$$
 (6)

De la aplicación iterativa de las ecuaciones anteriormente expuestas se obtienen los valores óptimos de diseño del AMS.

Los valores obtenidos para el correcto sintonizado de los AMS al sistema de catenaria rígida son los recogidos en la Tabla 1.

| Frecuencia (Hz) | $\omega_a$ (rad/seg) | Ma (Kg) | Ka (N/m) | K/m      |
|-----------------|----------------------|---------|----------|----------|
| 4.5             | 28.26                | 1.8     | 1437.53  | 798,62   |
| 6.5             | 40.82                | 2.3     | 3.832.42 | 1.666,27 |

Tabla 1: Parámetros de diseño de los AMS

Con estos valores se procede al modelado de los AMS en SolidWorks y a la simulación del conjunto del sistema catenaria rígida con los amortiguadores. El modelado realizado se ha basado en elementos lineales tipo viga de inercia fija y apoyos fijos sin giros impedidos. Una vez realizado el modelo, la acción del pantógrafo ha sido simulada mediante la aplicación de una señal senoidal de 100 N a las frecuencias naturales de 4,5 Hz y 6,5 Hz. Se han realizado simulaciones con y sin dispositivo de amortiguamiento (AMS) con objeto de poder comparar la respuesta dinámica del sistema. La Figura 3 muestra la respuesta dinámica del sistema de catenaria rígida ante una excitación de 100 N a 4,5Hz y 6,5Hz sin amortiguadores y con amortiguadores.

Los resultados arrojados por el SolidWorks muestran que la instalación de los AMS proporcionan una reducción del 73% y 81% del desplazamiento del eje Y cuando este es excitado a las frecuencias de 4,5 Hz y 6,5 Hz respectivamente.

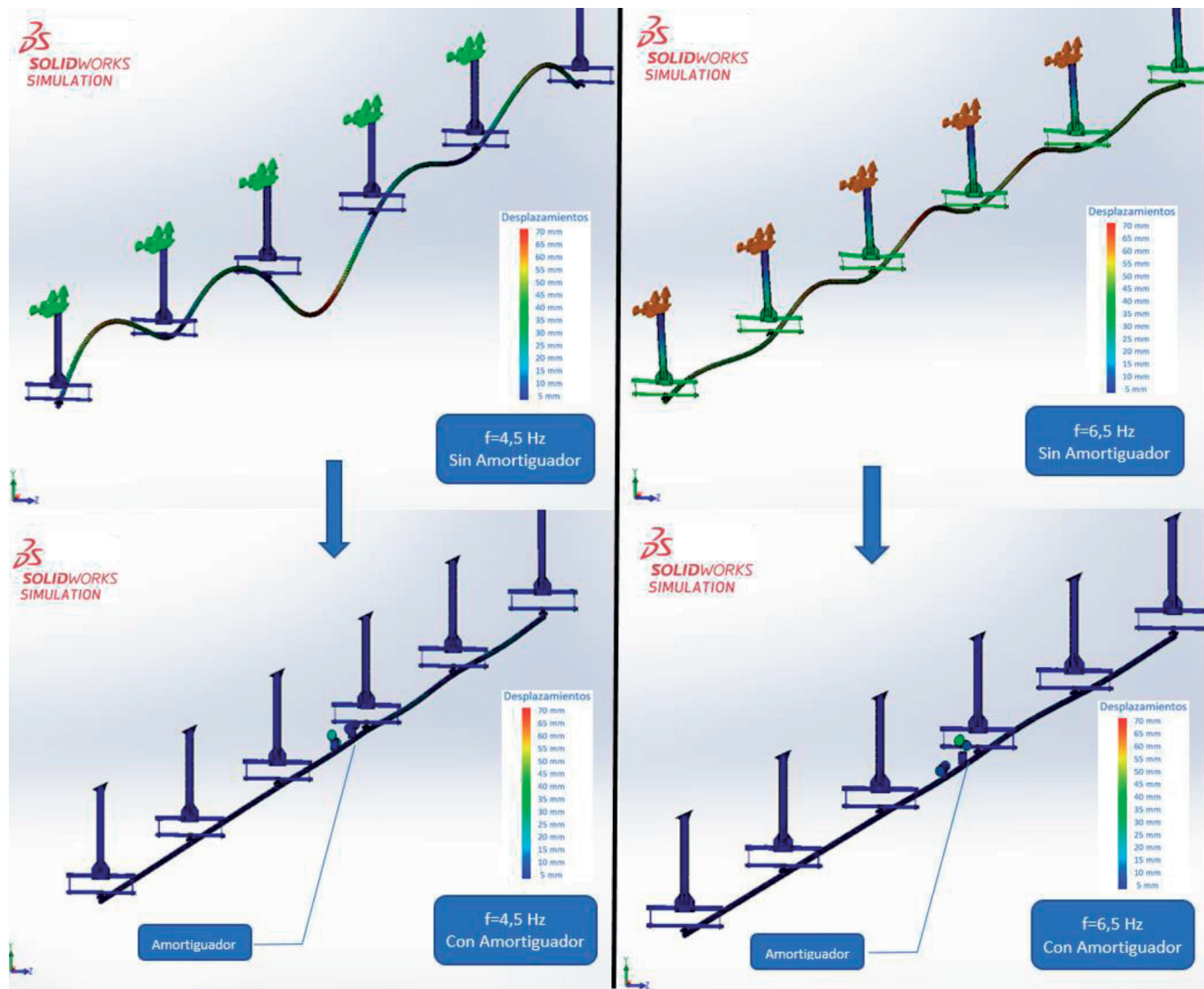


Figura 3: Resultados del modelo en SolidWorks

## 6. DESARROLLO DEL PROTOTIPO

Con las premisas de crear un dispositivo fácil de construir, instalar y ajustar se construye un prototipo del AMS compuesto de unas masas, una varilla-resorte y un soporte:

Este diseño permite con facilidad un ajuste fino de sus parámetros para un óptimo resultado en la mitigación de las vibraciones del sistema principal en el que está instalado.

Las masas han sido construidas mediante discos cortados a laser a partir de una chapa de 15mm con un orificio en el centro de 20mm y un diámetro exterior de 150mm, de tal manera que su valor pueda ser regulado añadiendo más o menos discos al sistema.

La varilla-resorte utilizada es una varilla de acero cincado roscada de 8mm, la cual, atraviesa el soporte principal que sirve de unión entre el AMS y el perfil de catenaria. El diámetro de la varilla es calculado de tal manera que su rigidez aporte unos valores de K dentro de los rangos necesarios para el ensayo. Para el cálculo de la K se ha recurrido a la ley de Hook y la ecuación de la flecha en una viga empotrada.

$$F = Kx \quad (7)$$

$$x = \frac{FL^3}{3EI} \quad (8)$$

Donde F es la fuerza que ejercen las masas, X el desplazamiento, L es la distancia del soporte a la masa, E el módulo de Young para el acero e I es el momento de inercia de la varilla.

Esto nos lleva a la ecuación analítica de la K de la varilla:

$$K = \frac{F}{x} = \frac{3EI}{L^3} \quad (9)$$

El rango de valores de K con los que se quiere contar en el prototipo para su posterior ajuste está entre 1000 N/m y 5000 N/m, para tener estos valores se usa una varilla con un diámetro comercial de 8 mm. La instalación de la varilla se completa con un juego de tuercas que permite fijar las masas a un punto determinado de la misma, variando el valor de L<sub>1</sub> (véase Figura 4) de esta manera se posibilita un ajuste sencillo del amortiguador.

Finalmente es necesario un elemento que haga las funciones de soporte uniendo mecánicamente el conjunto resorte-masa a la catenaria. Este elemento debe tener una rigidez grande en comparación con el resto de los elementos del amortiguador para que de esta manera su flexibilidad no tenga incidencia en el comportamiento dinámico del sistema y transmita las vibraciones desde la catenaria al resorte de manera fiel. Para tal propósito se opta por un bloque de acero macizo fabricado a partir de una chapa de 45mm de espesor. La Figura 4 muestra el prototipo realizado.

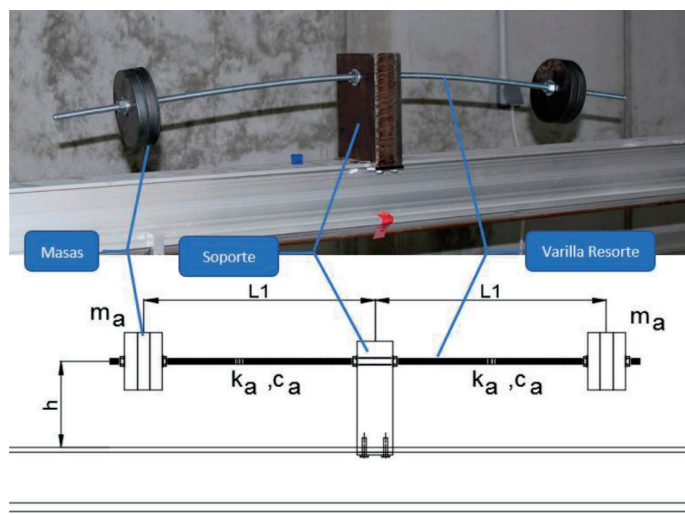


Figura 4: Prototipo de Amortiguador de masas sintonizadas

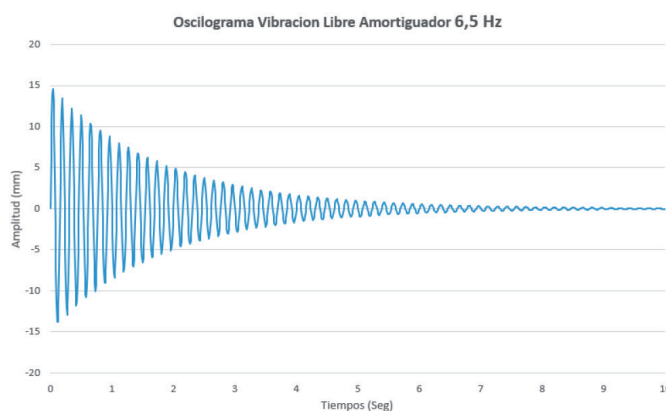
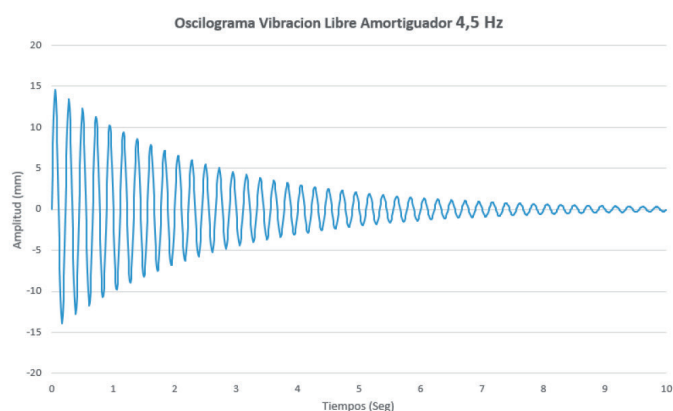
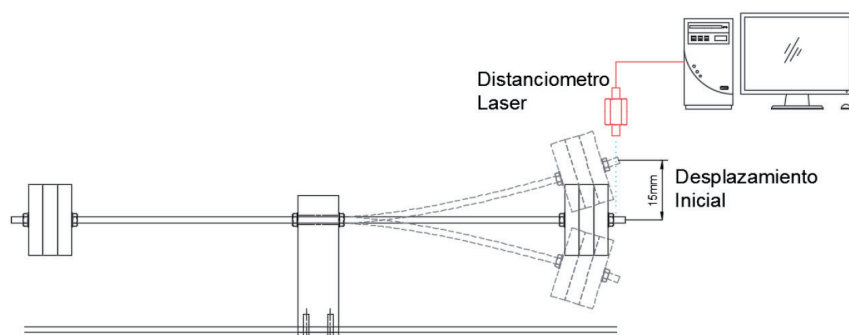


Figura 5: Ensayo Vibración Libre

Para el montaje se opta inicialmente por una masa ( $m_a$ ) de 2kg, por ser este valor el más cercano a los valores de masas calculadas, y una distancia ( $L_a$ ) de 360mm para la frecuencia de 4,5Hz y de 260mm para la frecuencia de 6,5 Hz.

Antes de la verificación del AMS en laboratorio se realizan los ensayos de vibración libre con objeto de conocer los parámetros de frecuencia y de coeficiente de amortiguamiento de los dispositivos para ambas frecuencias. En la Figura 5 se pueden ver los oscilogramas de ambos AMS.

## 7. VERIFICACIÓN EN LABORATORIO

### 7.1. DESCRIPCIÓN DEL LABORATORIO

Los ensayos experimentales se llevan a cabo en el *Centro de Tecnologías Ferroviarias* situado en el Parque Tecnológico de Málaga.

En el laboratorio se instalan 50 metros de catenaria rígida compuesta por un perfil de aluminio tipo PAC 110, hilo de contacto de cobre 150 mm<sup>2</sup> y 6 soportes tipo T en configuración de vanos de 10 metros. Este sistema se fija al techo del laboratorio mediante un sistema de carros deslizantes que permite la variación de la distancia entre soportes para la configuración de diferentes escenarios de ensayos en caso de ser necesario.

Todos los soportes, herrajes, tornillería y demás accesorios son los originales de un sistema de catenaria, con el objetivo de reproducir lo más fielmente posible una instalación real de catenaria rígida en el laboratorio.

Para la simulación de la fuerza de contacto que el pantógrafo ejerce sobre la catenaria se utiliza un excitador electrodinámico con control electrónico. Este excitador ofrece la posibilidad de variar tanto la forma de onda como los valores de fuerza de la excitación.

### 7.2. DESCRIPCIÓN DE LA INSTRUMENTACION Y SISTEMAS DE CONTROL Y DE CAPTURA DE DATOS

Para la monitorización del sistema se dispone de un plan de instrumentación compuesto por distanciómetros láser, acelerómetros y una célula de carga entre el excitador y el punto de aplicación de la fuerza sobre la catenaria.

La disposición de la instrumentación puede verse en la Figura 6.

Los acelerómetros son uni-axiales y de tecnología piezo-eléctrica para un rango de media de entre 0.4 Hz y de 25 KHz y una sensibilidad de 50% sobre frecuencia un rango de aceleraciones de +/- 7g de pico.

Los distanciómetros son de tecnología láser con un rango de medida óptimo de entre 30 y 80mm siendo instalados a una distancia del punto a medir de 50mm.

Toda esta instrumentación irá cableada a un sistema de adquisición de datos bajo el *software* específico *Dynamic Signal Analyzer* de *Data Physics* a través del cual recogeremos los resultados obtenidos de los ensayos.

Para el control del sistema de excitación se usa el *software Multi Shaker Vibration controller* de *DataPhysics*, con el que se fijan la forma de onda y los valores de fuerza de excitación deseada.

Como deseamos conocer la forma de onda de señales de un entorno máximo de 10 Hz, la frecuencia de muestreo elegida para los ensayos en aplicación del teorema de Nyquist – Shannon es de 1 KHz, la cual permite tener suficiente resolución en las forma de onda registradas y no capturar datos innecesarios.

### 7.3. DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS DE LABORATORIO

Para la verificación y validación de la eficiencia del AMS diseñado con dos brazos sintonizados a 4.5Hz y 6.5Hz respectivamente, se han llevado a cabo los siguientes ensayos en laboratorio.

#### Ensayo 1:

- Excitación: Senoidal 100 N
- Amortiguador: Instalado y bloqueado
- Ensayo: Se varía la frecuencia de excitación desde 1 Hz a 10Hz de forma lineal a lo largo de 10 minutos.
- Observaciones: Resonancias del sistema en el entorno de 4,5 Hz y 6,5 Hz.

#### Ensayo 2:

- Excitación: Senoidal 100 N
- Amortiguador: Instalado y bloqueado
- Ensayo: Se excita el sistema a una frecuencia fija de 4,5 Hz
- Observaciones: Resonancias en el sistema con desplazamientos del orden de 60 mm.

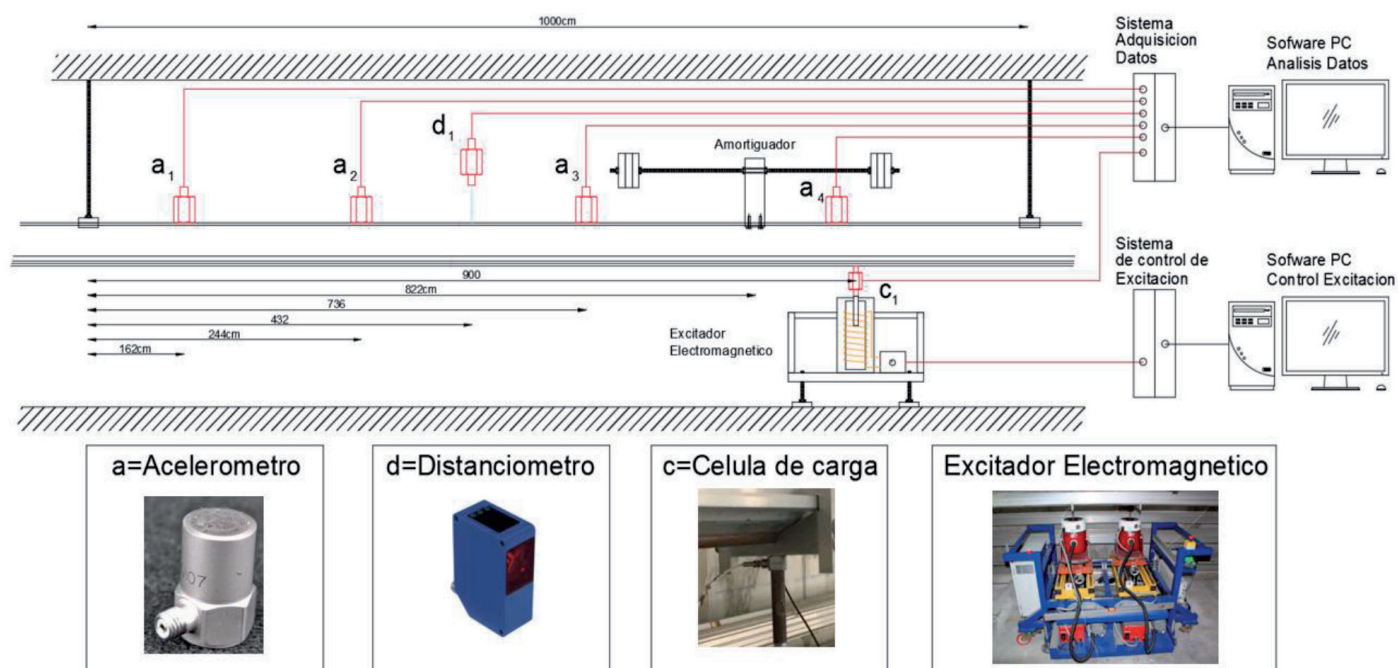


Figura 6: Disposición de instrumentación en laboratorio



### Ensayo 3:

- Excitación: Senoidal 100 N.
- Amortiguador: Instalado y desbloqueado.
- Ensayo: Se excita el sistema a una frecuencia fija de 4,5 Hz y se ajustan las masas del AMS
- Observaciones: Se observa como el AMS empieza a vibrar rápidamente y tras varios y rápidos ciclos de amortiguación, los desplazamientos del sistema catenaria se reducen hasta quedar casi en estático con desplazamientos inferiores a 15 mm,
- Conclusión: AMS sintonizado a 4,5 Hz

### Ensayo 4:

- Excitación: Senoidal 100 N
- Amortiguador: Instalado y bloqueado
- Ensayo: Se excita el sistema a una frecuencia fija de 6,5 Hz
- Observaciones: Resonancia en el sistema con desplazamientos del orden de 70 mm.

### Ensayo 5:

- Excitación: Senoidal 100 N.
- Amortiguador: Instalado y desbloqueado.
- Ensayo: Se excita el sistema a una frecuencia fija de 6,5 Hz y se ajustan las masas del AMS
- Observaciones: Se observa como el AMS empieza a vibrar rápidamente y tras varios y rápidos ciclos de amortiguación, los desplazamientos del sistema catenaria se reducen hasta quedar casi en estático con desplazamientos inferiores a 15 mm,
- Conclusión: AMS sintonizado a 6,5 Hz

### Ensayo 6:

- Excitación: Senoidal 100 N.
- Dispositivo amortiguador: Instalado, desbloqueado y sintonizado a 4.5 Hz y 6.5Hz.
- Ensayo: Se varía la frecuencia de excitación desde 1 Hz a 10Hz de forma lineal a lo largo de 10 minutos.

- Observaciones: Se observa como la respuesta dinámica del sistema de catenaria es más suave no apareciendo las resonancias iniciales.
- Conclusión: Los AMS cumplen su función de mitigar las oscilaciones del sistema de catenaria.

## 7.4. RESULTADOS DE LOS ENSAYOS

Los resultados obtenidos en los ensayos de laboratorio verifican los resultados de las simulaciones numéricas obtenidas en el análisis por MEF realizado en SolidWorks.

Para hacer un análisis correcto de los resultados y cuantificar la efectividad de los amortiguadores se realizan dos análisis; el primero de ellos, un análisis comparativo de las formas de onda superpuestas de los desplazamientos del sistema de catenaria cuando es excitado a sus frecuencias naturales con y sin amortiguadores, y el segundo análisis, una transformada rápida de Fourier (FFT), en la cual se miden los desplazamientos de la catenaria en intervalos de 0,5Hz, con ambos amortiguadores funcionando y se exponen en un gráfico de barras de respuesta en frecuencia, de la misma manera que antes, este análisis se realiza para el sistema con y sin dispositivos de amortiguación.

A la vista de los resultados del primer análisis se puede concluir que los dispositivos de amortiguación son capaces de reducir los desplazamientos de las zonas de resonancia en un 75% en la frecuencia de 4,5Hz y un 82% en la frecuencia de 6,5 Hz. Los resultados de este análisis están expuestos en las gráficas Figura 7.

Así mismo, de los resultados obtenidos de los FFT, se puede observar que la instalación del dispositivo amortiguador no modifica la respuesta en frecuencia del sistema en un espectro de 1-10Hz salvo en los puntos donde ha sido sintonizado el AMS en los cuales desaparecen los fenómenos de resonancia.

Con lo que se puede concluir que la efectividad y respuesta de los dispositivos de amortiguación es buena ya que no modifica el resto de frecuencias del sistema actuando solo los puntos de resonancia para los que ha sido sintonizado.

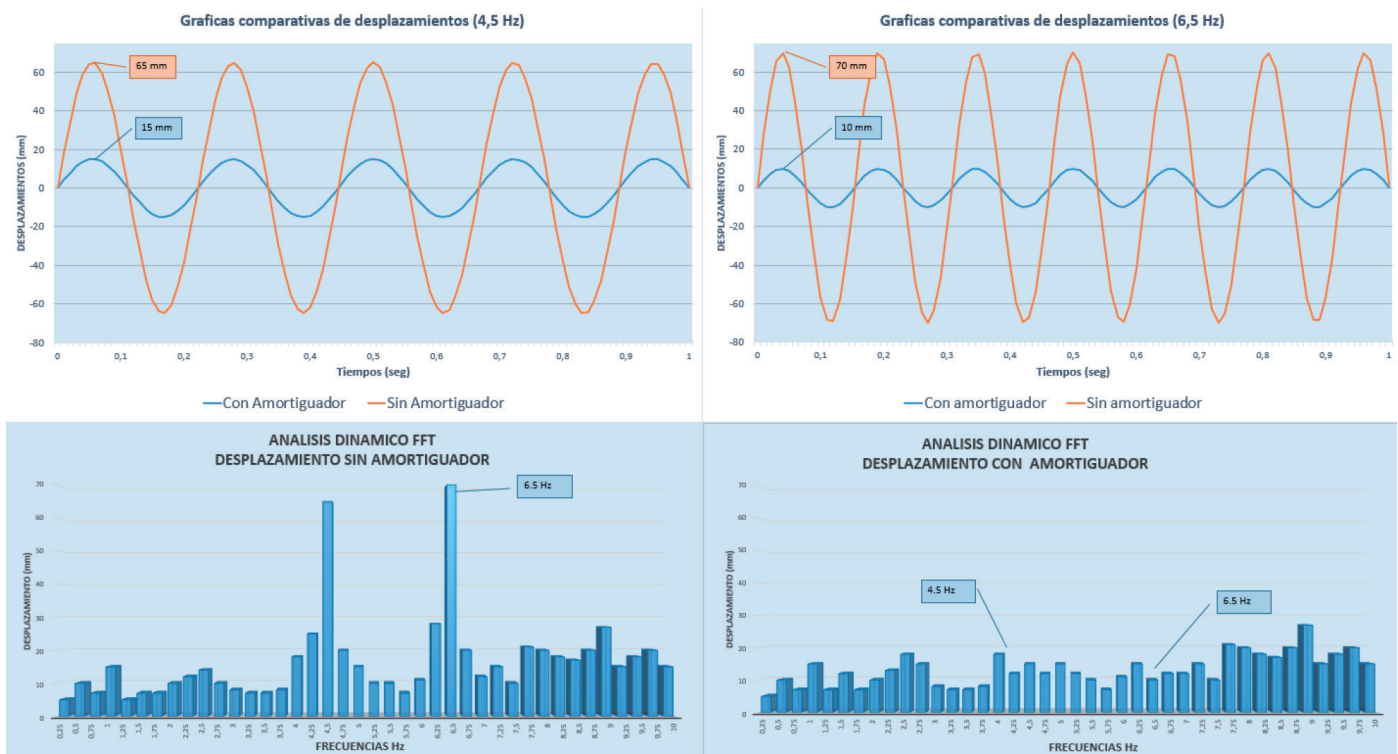


Figura 7: Resultados de laboratorio

## 8. CONCLUSIONES

Se ha comprobado la eficiencia de los absorbedores de vibraciones en el ámbito de la catenaria rígida a través de diseño, desarrollo y validación de un prototipo de amortiguador de masas sintonizadas. La eficiencia de este amortiguador se basa en el cálculo de los valores óptimos de sus parámetros, para lo cual se han utilizado métodos de cálculo analíticos iterativos y se ha modelado en SolidWorks el conjunto catenaria-amortiguador.

Las simulaciones realizadas al modelo comparando el comportamiento dinámico del sistema de catenaria frente a la acción de sus frecuencias naturales con y sin amortiguadores, han ofrecido unos valores de efectividad de los mismo del 73% y 81% respectivamente para las frecuencias de 4.5Hz y 6.5Hz.

A la vista de estos resultados, se ha concluido el estudio con el desarrollo de un prototipo de amortiguador para las frecuencias de 4.5 Hz y 6.5 Hz, así como su validación en el Centro Tecnológico de Málaga donde se han instalado 50 metros de un sistema de catenaria real y se han realizado ensayos experimentales de comportamiento dinámico del conjunto del sistema. Los ensayos realizados arrojan unos porcentajes de mitigación de vibraciones de los prototipos realizados del 75% y del 85%, lo cual valida los resultados anteriormente obtenidos.

Con estos valores de eficiencia se puede concluir que los dispositivos pasivos de amortiguación sintonizada de masas son una solución factible a implantar en los sistemas de catenaria rígida para la mitigación de frecuencias críticas.

A la vista de los buenos resultados obtenidos y de la mejora del comportamiento dinámico y por tanto de la captación de corriente que se puede obtener con la instalación de este tipo de dispositivos en sistemas de catenaria rígida, se ha presentado en la oficina española de patentes y marcas la solicitud de modelo de utilidad del presente prototipo de amortiguador de masas para catenarias rígidas.

El prototipo realizado queda por tanto validado satisfactoriamente en el laboratorio, pudiendo a partir del mismo realizarse labores de optimización e investigación sobre su forma o materiales con objeto de transформarlo en un dispositivo industrializable.

## 9. TRABAJOS FUTUROS

Como línea futura de investigación quedan pendiente la localización de los absorbedores a lo largo de la geometría de la viga, así como la minimización de los desplazamientos globales.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. Vera, J. Paulin, B. Suarez, P. Rodriguez,, "Improved design of an overhead rail current conductor for application in underground lines. Proceedings of the Eight International Conference on Maintenance & Renewal of Permanent Way; Power & Signaling; Structures & Earthworks, London, U.K., 29-30 June, 2005
- [2] A. Oya, M. Shimizu, T. Mandai, N. Kentaro, and T. Masaaki, "Application of Overhead Rigid Conductor Line to Mountain Tunnel of Conventional Lines," pp. 170-174, 2005.
- [3] T. Takemura, Y. Fujii, and M. Shimizu, "Characteristics of overhead rigid conductor line having T-Type cross section," no. 543, pp. 20-23, 1998.
- [4] K. Shimizu, Masatoshi and Harada, Satoshi and TOKUDA, "Improving performance of type T overhead rigid conductor lines," Q. Rep. RTRI, vol. 47, no. 1, pp. 52-58, 2006.
- [5] C. Vera, B. Suarez, J. Paulin, and P. Rodriguez, "Simulation model for the study of overhead rail current collector systems dynamics, focused on the design of a new conductor rail," Veh. Syst. Dyn., vol. 44, no. 8, pp. 595-614, 2006.
- [6] T. Mandai, M. Shimizu, and S. Harada, "Development of rigid conductor line for high-speed operation," IEEE Int. Conf. Ind. Technol. 2003, vol. 1, pp. 587-592, 2003.

- [7] T. Mandai, S. Harada, M. Shimizu, and M. Yamakawa, "Improvement of Rigid Conductor Lines," Q. Rep. RTRI, vol. 44, no. 2, pp. 78-81, 2003.
- [8] H. Frahm, "Devices for damping vibrations of bodies," 1909.
- [9] J. Ormondroyd and J. P. Den Hartog, "Theory of the dynamic vibration absorber," Trans. Am. Soc. Mech. Eng., no. 50, pp. 9-22, 1928.
- [10] J. P. Den Hartog, Mechanical Vibrations McGRAW-HILLBOOK COMPANY. 1940.
- [11] J. E. Brock, "A note on the damped vibration absorber," J. Appl. Mech., no. 64, p. A-284, 1946.
- [12] G. B. Warburton, "Optimum absorber parameters for minimizing vibration response," Earthq. Eng. Struct. dynamics, no. 9, pp. 251-262, 1981.
- [13] G. B. Warburton, "Optimum absorber parameters for various combinations of response reductions parameters," Earthq. Eng. Struct. dynamics, no. 10, pp. 381-401, 1982.
- [14] G. B. Warburton, "Optimum absorber parameters for simple systems," Earthq. Eng. Struct. dynamics, no. 10, pp. 381-401, 1982.
- [15] S. E. Halsted, D. M. Taylor, and D. Randall, "Optimum vibration absorber for linear damped systems," J. Mech. Des., no. 103, pp. 908-913, 1981.
- [16] H.-C. Tai and G.-C. Lin, "Optimum tuned-mass dampers for minimizing steady-state response of support-excited and damped systems," Earthq. Eng. Struct. dynamics, no. 22-11, pp. 957-973, 1993.
- [17] T. X Wu, "On the railway track dynamics with rail vibration absorber for noise reduction," J. Sound Vib., vol. 309, no. 3, pp. 739-755, 2008.
- [18] J. Nelson, "Rail and wheel vibration absorber performance testing. tle," J. Acoust. Soc. Am., vol. 127, no. 3, pp. 1741-1741, 2010.
- [19] F. T. Administration, "Wheel and Rail Vibration Absorber testing and demonstration," TCRP Rep. 67.
- [20] J. P. Massat, J. Laine, and A. Bobillot, "Pantograph-catenary systems dynamics simulation," Veh. Syst. Dyn., vol. 44, pp. 551-559, 2006.
- [21] A. Carnicero, J. R. Jimenez-Octavio, and C. Sanchez-Rebollo, "Simulation and models of the catenary-pantograph dynamic interaction," pp. 123-134, 2013.
- [22] A. Facchinetti and S. Bruni, "Hardware-in-the-loop hybrid simulation of pantograph-catenary interaction," J. Sound Vib., vol. 331, no. 12, pp. 2783-2797, Jun. 2012.
- [23] C. Sánchez-Rebollo, A. Carnicero, and J. R. Jiménez-Octavio, "CANDY statement of methods," Veh. Syst. Dyn., vol. 53, no. 3, pp. 392-401, 2015.
- [24] E. Saaed, G. Nikolakopoulos, and J. E. Jonasson, "A state of the art of review of structural control system," J. Vib. Control, vol. 21, no. 5, pp. 919-937, 2015.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen a ADIF haber facilitado el uso de las instalaciones laboratorio de catenaria situado en el Centro Tecnológico de Málaga en el cual se han podido realizar los ensayos de verificación del presente trabajo.