



SISTEMAS DE PROTECCIÓN SÍSMICA PARA MAQUINARIA VIBRANTE

Anda Pérez, Sergio ¹; Santos Pardeiro, Roberto ²

¹ Técnico Comercial en Vibrachoc-Paulstra

sergio.anda-perez@vibrachoc.es

² Departamento Técnico en Vibrachoc-Paulstra

roberto.santos-pardeiro@vibrachoc.es

VIBRACHOC, S.A.U.

Vereda de las Yeguas, s/n

28500 Arganda del Rey (Madrid) ESPAÑA

Teléfono: +34918760806

Resumen

Los criterios de protección sísmica son cada vez requeridos con más frecuencia en proyectos de suspensión antivibratoria de máquinas como transformadores o grupos electrógenos.

Las características vibratorias de estas máquinas precisan amortiguadores que trabajen a muy baja frecuencia, pero debido a la necesidad de incorporar protección sísmica multidireccional, los modelos convencionales no sirven.

Se presentan diferentes soluciones antivibratorias con sistemas de protección sísmica, diseñadas específicamente para cumplir con la normativa de aplicación de cada proyecto explicando el criterio de diseño desde 00 con un caso de estudio e imágenes de proyectos reales.

Palabras-clave: sísmico, terremoto, amortiguador, aislamiento, vibración.

Abstract

Seismic protection criteria are increasingly being required in anti-vibration projects to insulate machines like Power Transformers or Power Generators.

Vibration characteristics of these machines need dampers working at a very low frequency, but due to the need of incorporating multi-direction seismic protection, the conventional models are useless.

We present different anti-vibration solutions with seismic protection and designed specifically to accomplish the applicable regulation in each project. Design criteria is explained from 00 with a case study and pictures of real projects.

Keywords: seismic, earthquake, damper, insulation, vibration.

PACS no. 43.40.Tm, 43.40.At



1 Introducción

Cada vez de forma más habitual se desarrollan proyectos de industrialización en países ubicados en zonas de especial riesgo sísmico. Además, existen proyectos especiales que requieren el uso de amortiguadores que trabajen a muy baja frecuencia pero que cuenten con una gran resistencia lateral, por ejemplo para zonas con rachas de viento, como azoteas, etc.

Tan sólo en el año 2015 se registraron más de 14700 terremotos de magnitud mayor a 4.0 en la escala de Richter. Cuando ocurre una catástrofe de este tipo, las infraestructuras deben estar preparadas en la medida de lo posible para que los daños sean los mínimos.

Se presenta una gama de amortiguadores para máquinas vibrantes adaptados a cualquier normativa mediante un caso de estudio tipo.

2 Caso de estudio tipo

Se propone a continuación un caso de estudio tipo en el que se tendrán en cuenta las distintas variables típicas de diseño que se dan en los casos reales:

2.1 Características de la máquina:

- Dimensiones: 6000 mm (largo) x 4500 mm (ancho) x 3500 mm (alto)
- Máquina ubicada a la intemperie en zona de condiciones ambientales normales
- Peso: 40 Tn
- Frecuencia de trabajo mínima (ventiladores): 1500 rpm (equivalente a 25 Hz)
- La máquina tiene 4 apoyos ubicados en las esquinas y su CDG está aproximadamente centrado

Tabla 1 ó Ubicación relativa (mm) de los amortiguadores respecto al CDG Eje / X / Y / Z

Eje	X	Y	Z
Amortiguador 1	-3000	2250	-1750
Amortiguador 2	-3000	-2250	-1750
Amortiguador 3	3000	2250	-1750
Amortiguador 4	3000	-2250	-1750

Por requerimientos del cliente, debido a la ubicación final de esta máquina, ésta debe cumplir con un Reglamento de Protección Sísmica concreto (casi todos los países tienen uno en vigor).

2.2 Solicitaciones:

- Los amortiguadores deben estar diseñados de tal manera que soporten una sobrecarga estática equivalente (Kg) de 0.48g (0.48 veces la masa total de la máquina) en todas las direcciones. Se debe tener en cuenta la fuerza de la gravedad. Se consideran X e Y los ejes horizontales y Z el eje vertical. Esto daría como resultado la siguiente tabla:

Tabla 2 ó Tabla de solicitaciones Eje / Sobrecarga estática equivalente / Valor resultante (Kg).

Eje	Sobrecarga estática equivalente (Kg)	Valor resultante (Kg)
X	0.48 M	19200
Y	0.48 M	19200
Z	1.48 M	59200

- Los amortiguadores deben trabajar correctamente frente a la frecuencia perturbadora de la máquina (1500 rpm, equivalente a 25 Hz)

Por lo tanto, de manera individual, cada uno de los 4 amortiguadores debe soportar las siguientes cargas:

Tabla 3 ó Tabla de cargas por amortiguador Dirección y eje / Carga estática (Kg) / Carga máxima sismo (Kg).

Sentido y eje	Carga estática (Kg)	Carga dinámica máxima sismo (Kg)
-X	0	4800
X	0	4800
Y	0	4800
-Y	0	4800
-Z	0	4800* ¹
Z	10000	14800

*¹No se tuvo en cuenta la fuerza de la gravedad.

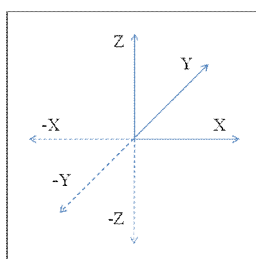


Figura 1 ó Eje de coordenadas

A continuación se muestra un plano en planta del montaje propuesto:

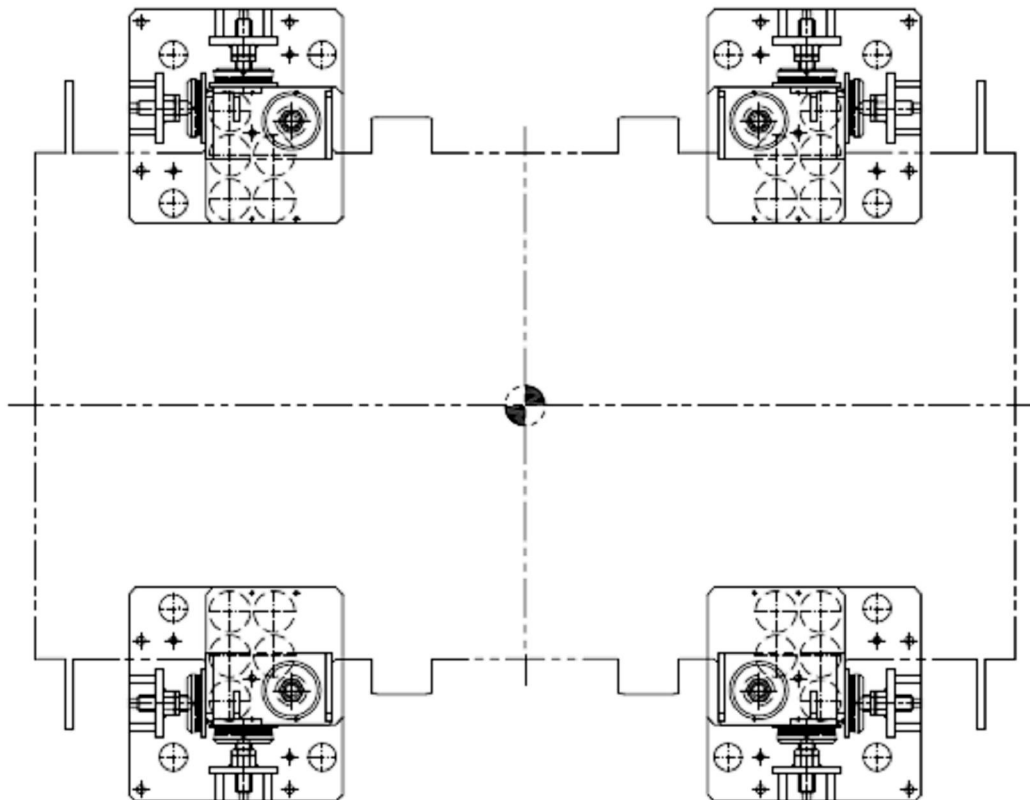


Figura 2 ó Plano en planta del montaje

2.3 Metodología de cálculo

El modelo teórico se definió fijando los ejes de la siguiente manera:

- Dirección vertical: Z
- Dirección transversal: eje X
- Dirección longitudinal: eje Y

Así mismo, cada sentido de cada dirección se indicó con los signos \oplus (positivo) y \ominus (negativo) respectivamente.

Para evaluar la respuesta del sistema al sismo, se han realizado los siguientes cálculos:

1. Cálculo en estático: Sirvió para comprobar que la selección de amortiguadores ha sido la adecuada. Se comprobó el correcto aislamiento antivibratorio frente a la frecuencia perturbadora.
2. Cálculo en momento de máxima perturbación: Se comprobó la respuesta del sistema según las sollicitaciones dadas.



En todo momento, se tuvo en cuenta la fuerza de la gravedad.

2.4 Selección de amortiguadores

Para seleccionar los amortiguadores más adecuados se utilizaron varios criterios:

- Frecuencia de trabajo (f_0)

La frecuencia de trabajo (f_0) de un muelle se puede aproximar a la de un muelle ideal, como se muestra en la ecuación (1):

$$f_0 = 1 / (2 * \zeta (K/M)) . \quad (1)$$

donde K es la rigidez del muelle en $[N/m]$ y M es la masa suspendida en $[Kg]$.

La atenuación antivibratoria (At) se calcula tal y como se muestra en la ecuación (2):

$$At = 100 * (1 - (1 / (((f/f_0)^2 - 1))) . \quad (2)$$

donde f es la frecuencia perturbadora y f_0 la frecuencia de trabajo de la suspensión ambas en $[Hz]$.

Como norma general, se debe tener especial cuidado en evitar la zona de amplificación según se muestra en la ecuación (3):

$$f / f_0 > \zeta 2 . \quad (3)$$

Esta relación debe cumplirse o entraríamos en la zona de resonancia.

De forma orientativa, se fijó una atenuación antivibratoria mínima ante la frecuencia perturbadora (f) de 25 Hz del 95%, por lo que la frecuencia de trabajo de la suspensión (f_0) debe ser ≈ 5.4 Hz aproximadamente.

A continuación se muestra un ábaco mediante el cual se puede visualizar fácilmente esta relación:

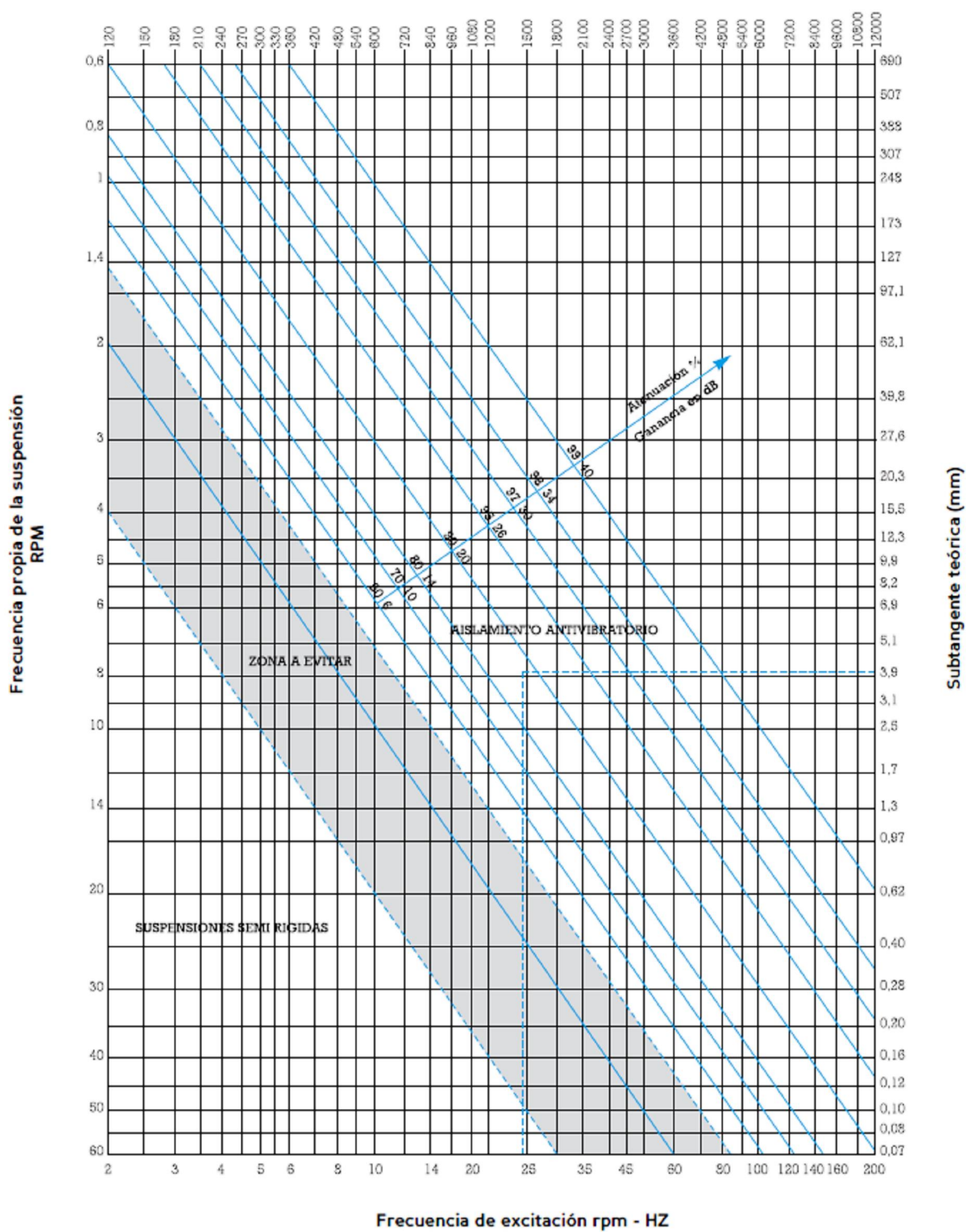


Figura 3 ó Ábaco atenuación antivibratoria



- Condiciones ambientales

Se deben tener en cuenta las condiciones ambientales del lugar donde vayan a ir instalados los equipos (humedad, temperatura, viento, salinidad, presencia de corrosivos, etc.).

En este caso, al ir ubicado en intemperie, se utilizaron soportes totalmente metálicos para evitar el efecto ðcreepingö de la goma.

- Carga de trabajo (estática y dinámica)

Se seleccionaron amortiguadores con capacidad para resistir estática y dinámicamente las sollicitaciones del cliente. Debido a todo lo descrito anteriormente, se eligieron amortiguadores formados por cajas de muelles.

CARGA AXIAL

La gama de muelles VIBRACHOC cuenta con un cojín metálico de acero inoxidable en su interior que los protege en caso de sobrecarga lo que les confiere una capacidad de esfuerzo axial máximo de 4 g (4 veces la carga nominal del muelle) y además dota al sistema de amortiguamiento.

Debido a esto, se seleccionaron los muelles adecuados únicamente en base a la carga estática máxima que debían soportar. Se propusieron 4 cajas de 5 muelles **VIBRACHOC M 2096-01** (ver curvas de ensayo en el apartado correspondiente del presente documento) cuya carga nominal es de 2025 Kg/ ud y cuya frecuencia de trabajo calculada para este caso es de 3.03 Hz.

En dirección vertical y sentido superior (ð-ð), la propia masa del equipo es mayor que la sollicitación por lo que no es necesario tenerla en cuenta aunque se deben tener en cuenta también otras cosas:

- En el arranque y parada de los equipos, se barren todas las frecuencias inferiores hasta llegar a la nominal de trabajo.
- Puede haber picos en armónicos puntuales por debajo de la frecuencia fundamental de perturbación del equipo.
- Las inercias producidas por el cabeceo del equipo debido a su altura y al viento dan como resultante fuerzas en dirección óZ en los amortiguadores.
- Al entrar en resonancia, los cojines del interior de los muelles amortiguarían el sistema evitando que se duplicaran las amplitudes limitando el movimiento en dirección Z, pero en dirección óZ el movimiento no queda limitado.

Por ello, se decidió dotar al sistema de amortiguamiento en dirección -Z para además darle mayor estabilidad colocando una **retención vertical superior** aprovechando el agujero de fijación pasante del pie de la máquina. Se colocó en cada amortiguador, 1 ud. de la ref. **V46-W** (ver curvas de ensayo en el apartado correspondiente del presente documento), cuya capacidad de carga estática oscila entre 2000 y 5000 Kg y su carga dinámica puede ser de hasta 15000 Kg.

CARGA RADIAL

En lo que se refiere a la resistencia lateral, por norma general, los muelles son bastante blandos y resisten unas sobrecargas radiales máximas inferiores o iguales a 1.2 g (1.2 veces la carga nominal del muelle).

Como criterio de diseño, no se tuvo en cuenta la resistencia lateral propia del muelle, ya que según experiencias anteriores, ésta puede verse reducida o anulada por el viento o la propia inercia del movimiento de la máquina, por lo que, se colocaron refuerzos laterales en las dos direcciones transversales y en ambos sentidos. Para ello se seleccionaron amortiguadores estándar basado en cojines metálicos del catálogo cuyas características de carga encajan con los requerimientos. Se colocaron en cada amortiguador, 2 uds. de la ref. **V46-W** (1 en dirección X y 1 en dirección Y), cuya capacidad de carga estática unitaria oscila entre 2000 y 5000 Kg y cuya carga dinámica puede ser de hasta 15000 Kg.

Con esto, el montaje quedó como se detalla en las siguientes figuras:

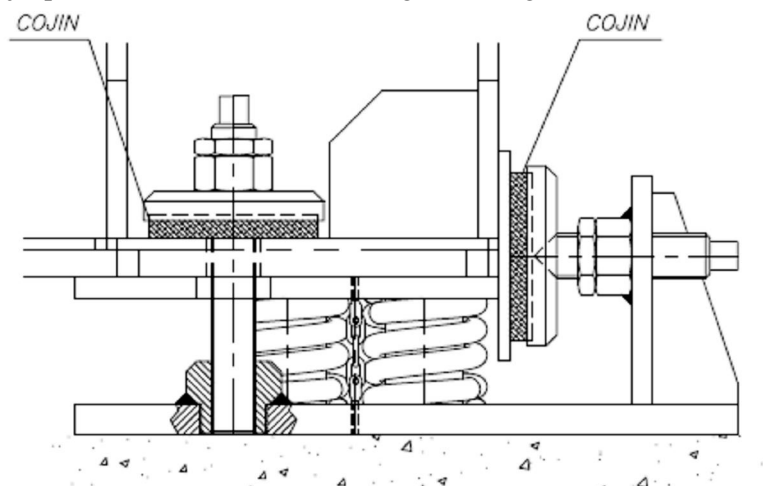


Figura 4 ó Plano amortiguador. Vista en alzado

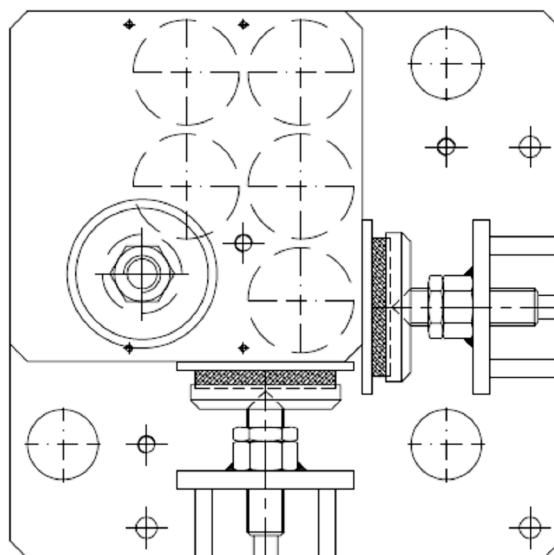


Figura 5 ó Plano amortiguador. Vista en planta

Mediante cálculos y ensayos reales, se sabe que el montaje utilizado cuenta con la resistencia estructural suficiente para soportar las cargas a las que será sometido.

2.5 Resultados de los cálculos

En régimen estático, se consiguió un aislamiento antivibratorio (A_f) mayor al 95%, por lo que se cumplió el objetivo marcado de atenuación y se logró no estar dentro de la zona de amplificación.

Teniendo en cuenta los ensayos reales de cada uno de los elementos por separado, se obtuvieron los siguientes resultados en el caso más restrictivo:

Tabla 4 ó Resultados predicción Sentido y eje / Carga estática (Kg) / Deflexión aprox.(mm) / Carga dinámica sismo (Kg) / Deflexión aprox.(mm)

Sentido y eje	Carga estática (Kg)	Deflexión aprox.(mm)	Carga dinámica sismo (Kg)	Deflexión aprox.(mm)
+X	0	-	4800	≤ 6.25
-X	0	-	4800	≤ 6.25
+Y	0	-	4800	≤ 6.25
-Y	0	-	4800	≤ 6.25
+Z	0	-	4800	≤ 6.25
-Z	10000	27.0	14800	≤ 30

Fué posible ajustar las deflexiones mediante el apriete o afloje de las tuercas y contratueras de las retenciones.

3 Proyectos reales

A continuación se muestran algunas imágenes y planos de proyectos reales:

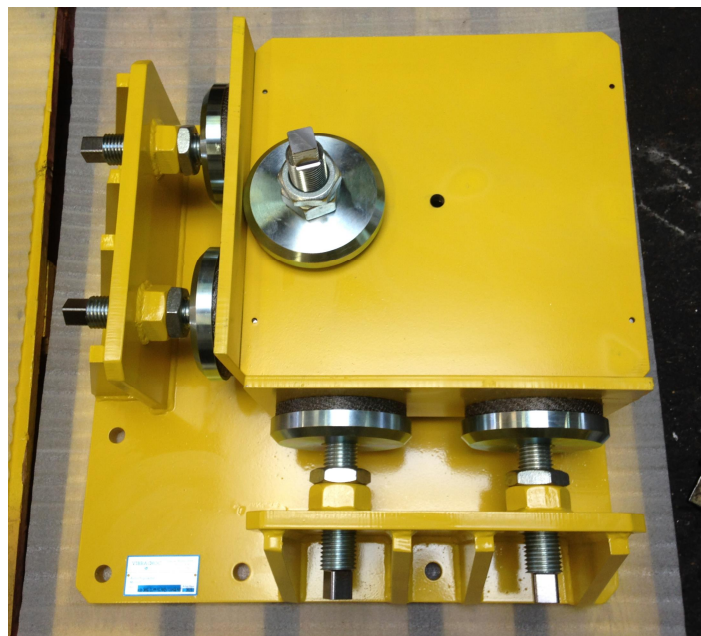


Figura 6 ó Fotografía proyecto real 1

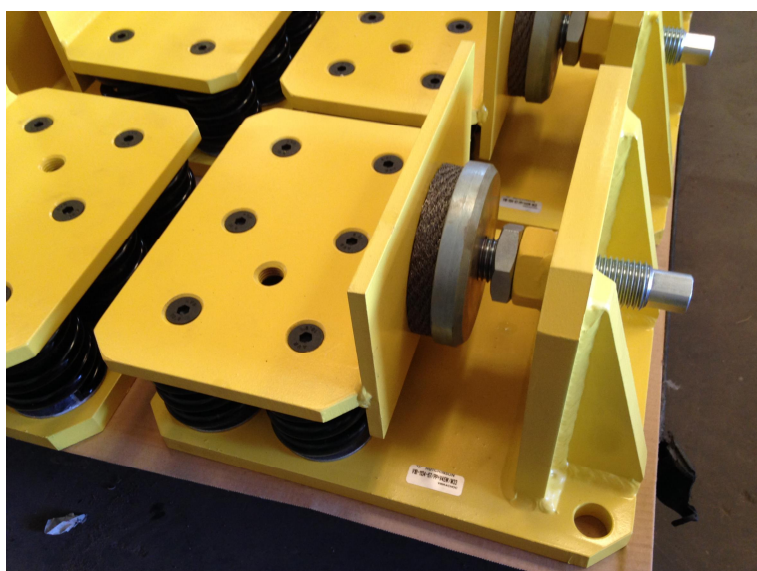


Figura 7 ó Fotografía proyecto real 2

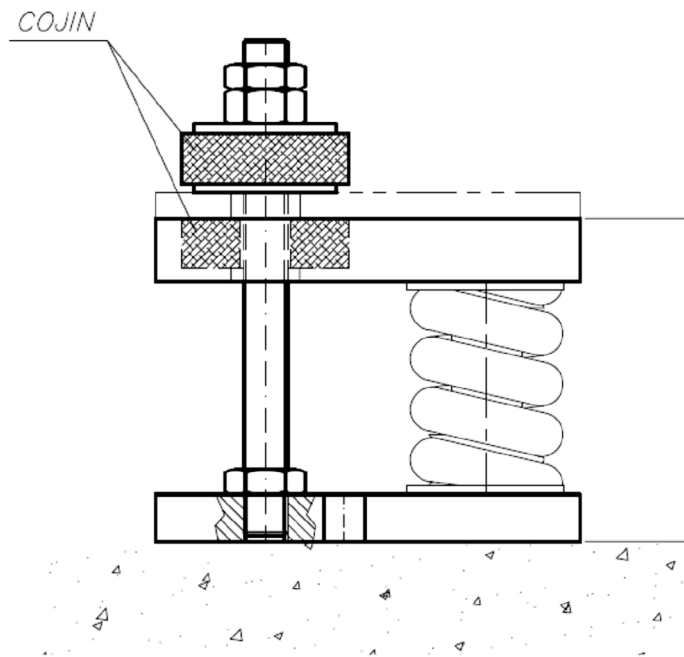


Figura 8 ó Plano amortiguador proyecto real 3. Vista en alzado



Figura 9 ó Fotografía proyecto real 3

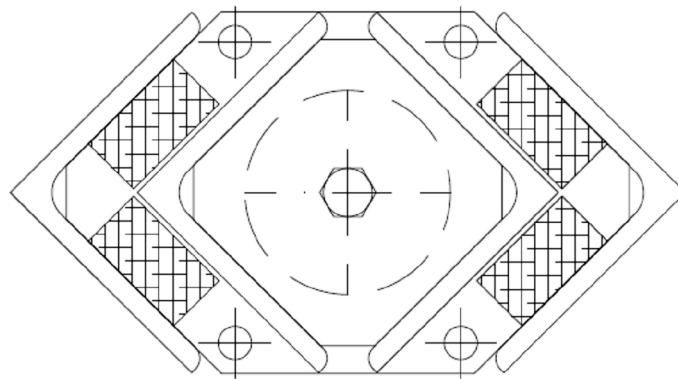


Figura 10 ó Plano amortiguador proyecto real 4. Vista en planta

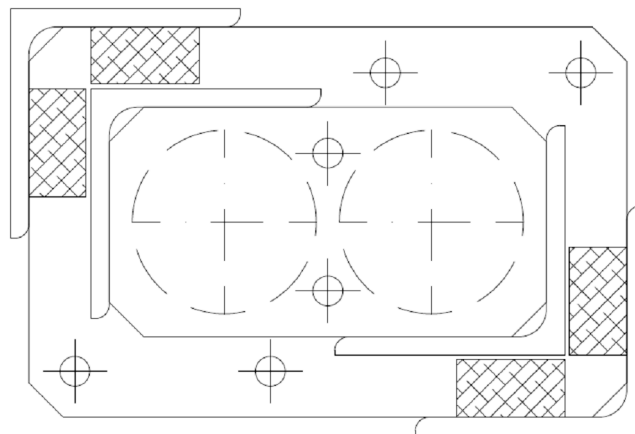


Figura 10 ó Plano amortiguador proyecto real 5. Vista en planta

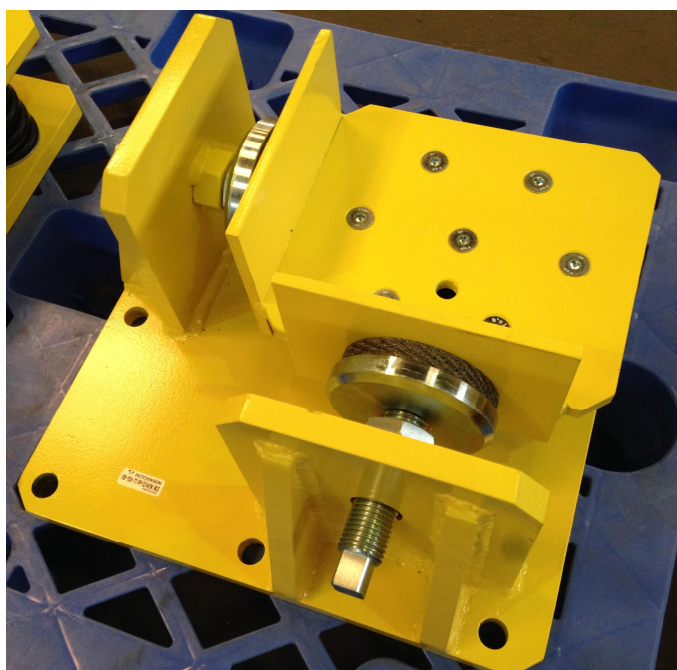


Figura 11 ó Fotografía proyecto real 6

4 Conclusiones

El sistema diseñado es adecuado para resistir las solicitaciones del sismo descritas en el caso tipo.

VIBRACHOC cuenta con herramientas y experiencia para dar solución a cualquier requerimiento sísmico propuesto para la instalación de una máquina vibrante siendo una muestra de ello este caso tipo así como las fotografías y planos de otros proyectos.

5 Curvas de ensayo

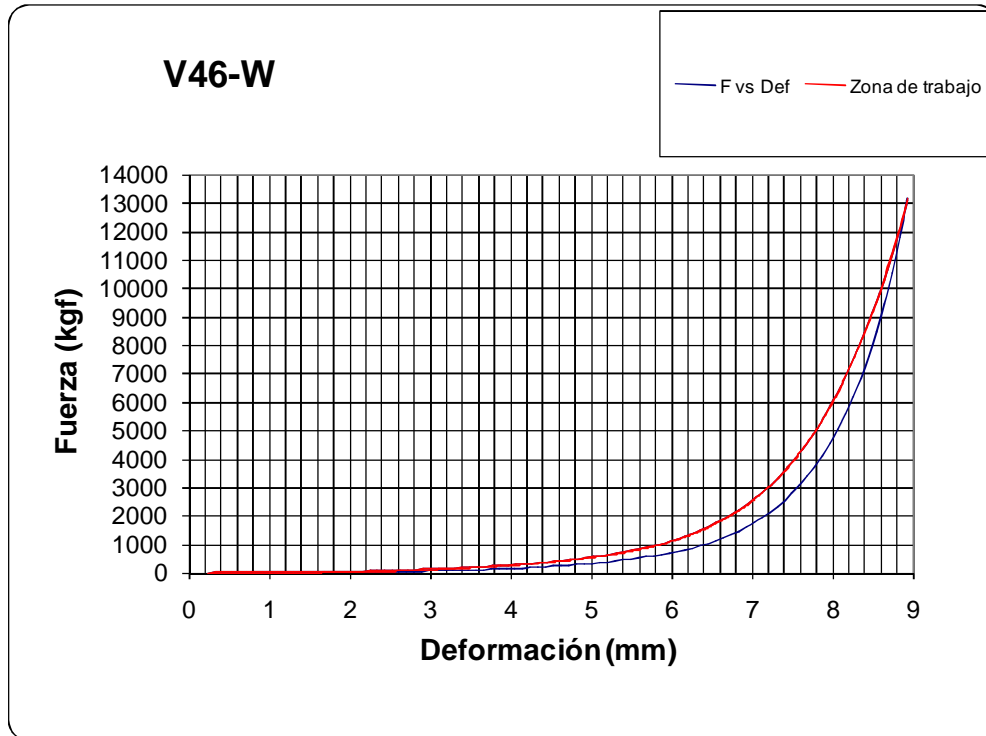


Figura 12 ó Amortiguador V46-W: Fuerza / Deformación

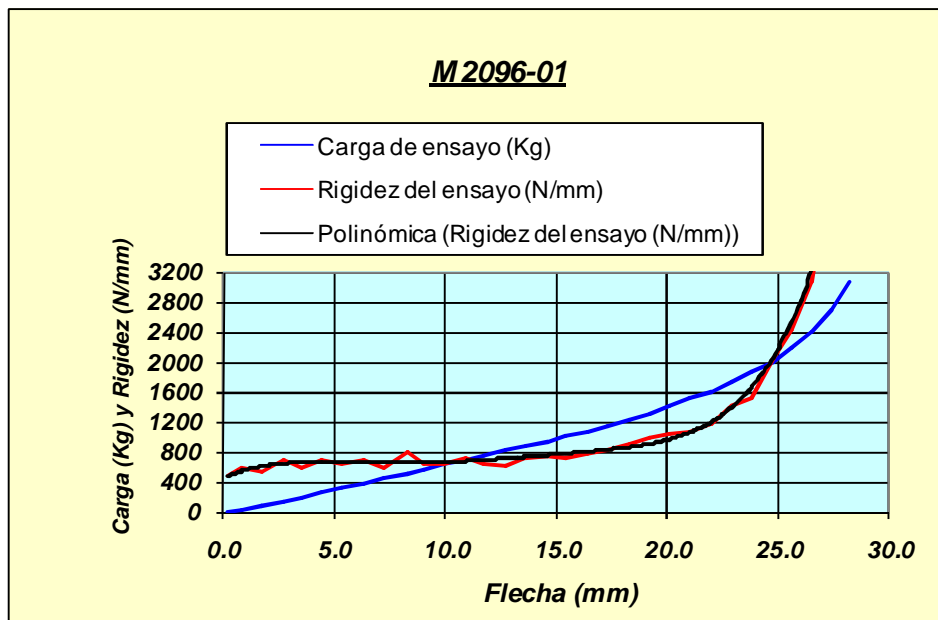


Figura 13 ó Amortiguador M 2096-01: Carga / Flecha (deformación)



6 Referencias

- [1] Vibrachoc-Paulstra. *Suspensiones metálicas*, Vibrachoc-Paulstra, Arganda del Rey (España), 2009.
- [2] Vibrachoc-Paulstra. *Suspensiones elásticas*, Vibrachoc-Paulstra, Arganda del Rey (España), 2009.
- [3] Barry Controls. *Engineered Solutions for Controlling Shock, Vibration & Noise*, Barry Controls, Walton-on-Thames (ENGLAND), 2010.
- [4] Pedro Flores Pereita. *Manual de Acústica y Vibraciones*, Ediciones GYC, Barcelona (España), 1990.
- [5] Cyril M. Harris. *Manual de medidas acústicas y control del ruido*, McGraw-Hill, Aravaca (España), 1995.