



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales

**Propuesta de nuevos disipadores de
vibraciones aplicables a movimientos
horizontales: Prototipado y evaluación
experimental**

Autor:

Ruiz Díaz, Alejandro

Tutor:

**Lorenzana Iban, Antolín
Magdaleno González, Álvaro
C.A., I. T., M.M.C y Teoría de
Estructuras**

Valladolid, Mayo 2020



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Resumen

El presente Trabajo Fin de Grado tiene como objetivo la caracterización de 5 disipadores de energía para la mitigación de vibraciones en una maqueta de edificio multidireccional de una sola planta. Estos disipadores se estudiarán en el dominio temporal mediante el empleo del hardware SIRIUS HD-STG y el software DEWEsoft x3. Se usará Working Model como software de apoyo para dar veracidad a las ecuaciones dinámicas del movimiento mediante simulaciones en un entorno 2D. Asimismo, se cuantificará el amortiguamiento del conjunto por comparación con la respuesta amortiguada de un sistema de un solo grado de libertad.

Palabras clave: Disipador, Amortiguamiento, Working Model, Tiempo, Vibraciones.

Abstract

The purpose sought in this Final Degree Project is the characterization of five energy absorbers for the dissipation of vibrations in a one floor multi-directional building-like model. These absorber will be studied in the time domain by using SIRIUS HD-STG hardware and DEWEsoft x3 software. Working Model will be also used as support software to verify the movement equations through simulations in a 2D workspace. General damping will be quantified through comparison with the signal of a single degree freedom system.

Keywords: Absorber, Damping, Working Model, Time, Vibrations.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE GENERAL.....	iii
ÍNDICE DE FIGURAS	v
ÍNDICE DE TABLAS	ix
Capítulo I.....	1
1.INTRODUCCIÓN	1
1.1 Justificación.....	1
1.2 Objetivos.....	2
1.3 Metodología	3
Capítulo II.....	5
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	5
2.1 Introducción	5
2.2 Concepto de vibración y tipos de vibraciones.	5
2.3 Sistema discreto de 1 grado de libertad.....	6
2.4 Vibraciones libres	7
2.5 Simulaciones.....	15
Capítulo III.....	47
3. BANCO DE ENSAYOS	47
3.1 Maqueta de edificio multidireccional	47
3.2 Equipos de instrumentación	49
3.3 Diseño de experimentos.....	56
Capítulo IV.....	63
4. EVALUACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO EN EL DOMINIO DEL TIEMPO	63
4.1 Ajuste por Excel.....	63
4.2 Técnica del decremento logarítmico	75
Capítulo V.....	83
5. CONCLUSIONES	83
5.1 Comparación de resultados	84
5.2 Comparación disipador-referencia	87
5.3 Líneas futuras	90
5.4 Repercusiones	91
Capítulo VI.....	93



6. BIBLIOGRAFÍA.....	93
ANEXO A.....	95
ANEXO B.....	97
ANEXO C.....	99
ANEXO D.....	103
ANEXO E.....	105



ÍNDICE DE FIGURAS

Capítulo 1

Figura 1.1: Maqueta de edificio multidireccional 2

Capítulo 2

Figura 2.1: Sistema dinámico de 1 grado de libertad 7

Figura 2.2: Representación gráfica de la vibración libre no amortiguada 9

Figura 2.3: Representación gráfica de las distintas respuestas del sistema.. 11

Figura 2.4: Representación gráfica de movimiento sobreamortiguado..... 11

Figura 2.5: Representación de movimiento críticamente amortiguado 12

Figura 2.6: Representación gráfica del movimiento subamortiguado 13

Figura 2.7: Sistema dinámico no amortiguado en Working Model 16

Figura 2.8: Implementación de la fuerza en Working Model 16

Figura 2.9: Función 1 gdl con respuesta subamortiguada en Excel 17

Figura 2.10: Implementación de parámetros en Working Model..... 17

Figura 2.11: Exportación de datos simulados a Excel..... 18

Figura 2.12: Función en Excel de la respuesta libre 19

Figura 2.13: Respuesta no ajustada sistema no amortiguado de 1 GDL..... 19

Figura 2.14: Respuesta teórica con Amplitud ajustada para sistema no amortiguado de 1 GDL..... 20

Figura 2.15: Respuesta ajustada para sistema no amortiguado de 1 GDL 20

Figura 2.16 Sistema con amortiguamiento viscoso en Working Model..... 22

Figura 2.17 Parámetros del muelle y el amortiguador en Working Model 22

Figura 2.18: Respuesta teórica no ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL..... 23

Figura 2.19: Respuesta teórica con fase ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL..... 23

Figura 2.20: Respuesta teórica ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL..... 24

Figura 2.21 Sistema dinámico con amortiguamiento por flujo de aire en Working Model..... 25

Figura 2.22 Resistencia del aire en Working Model..... 25

Figura 2.23: Respuesta no ajustada sistema con flujo de aire de 1 GDL 26

Figura 2.24: Respuesta teórica con fase ajustada para sistema con flujo de aire de 1 GDL..... 27

Figura 2.25: Respuesta ajustada para sistema con flujo de aire de 1 GDL.... 27

Figura 2.26: Representación gráfica de la relación lineal k-c sistema con flujo de aire de 1 GDL 29

Figura 2.27 Sistema dinámico de referencia en Working Model 30

Figura 2.28: Script de flexbeam para otorgar elasticidad a los pilares 30

Figura 2.29: Respuesta teórica no ajustada para sistema de referencia 31

Figura 2.30: Respuesta teórica ajustada para sistema de referencia..... 31



Figura 2.31 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento viscoso en Working Model.....	32
Figura 2.32: Implementación de parámetros óptimos del TMD en Working Model	34
Figura 2.33: Comparación coeficientes de amortiguamiento para amortiguador viscoso	35
Figura 2.34: Comparación coeficientes elásticos para amortiguador viscoso	35
Figura 2.35: Comparación del movimiento relativo con diferentes parámetros para amortiguador viscoso	36
Figura 2.36: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento viscoso	37
Figura 2.37 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb en Working Model	38
Figura 2.38: Coeficientes de rozamiento en Working Model.....	39
Figura 2.39: Respuesta teórica no ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb.....	39
Figura 2.40: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb.....	40
Figura 2.41: Representación gráfica de la relación μ - ξ para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb	41
Figura 2.42: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb+aire.....	42
Figura 2.43 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por colisión en Working Model	43
Figura 2.44: Implementación condición inelasticidad de un cuerpo en Working Model	44
Figura 2.45: Respuesta teórica no ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por choques inelásticos.....	44
Figura 2.46: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por choques inelásticos.....	45
Figura 2.47: Representación gráfica de la relación factor inelástico- ξ para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb	46

Capítulo 3

Figura 3.1: Banco de ensayos.....	47
Figura 3.2: Diseño de la maqueta multidireccional en Catia V5	48
Figura 3.3: Disposición del final de carrera	49
Figura 3.4: Detalle final de carrera	49
Figura 3.5: Maqueta edificio multidireccional	50
Figura 3.6: Detalle de la colocación del acelerómetro.....	51
Figura 3.7: Imán para la colocación del acelerómetro.....	51
Figura 3.8: Acelerómetro KS76.C100	51
Figura 3.9: Adaptador DSI-ACC 0.16 Hz	52
Figura 3.10: SIRIUS HD-STG.....	52



Figura 3.11: Conexión del acelerómetro 53

Figura 3.12: Conexiones frontales 53

Figura 3.13: Captura del módulo Chanel Setup 54

Figura 3.14: Captura del Setup 55

Figura 3.15: Captura del módulo Recorder 55

Figura 3.16: Diseño disipador unidireccional Catia V5 57

Figura 3.17: Disipador unidireccional 57

Figura 3.18: Disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico 58

Figura 3.19: Disipador unidireccional con recubrimiento de poliuretano 58

Figura 3.20: Disipador magnético 59

Figura 3.21: Mesa de rodillos 59

Figura 3.22: Disipador por fricción seca 60

Figura 3.23: Disipador por colisión 61

Figura 3.24: Vista en corte del diseño del disipador esférico en Catia V5 62

Figura 3.25: Disipador esférico con recubrimiento viscoelástico 62

Figura 3.26: Disipador esférico con recubrimiento de poliuretano 62

Capítulo 4

Figura 4.1: Datos del acelerómetro exportados a Excel 64

Figura 4.2: Representación de la señal registrada por el acelerómetro 64

Figura 4.3: Parámetros a ajustar para caracterizar la señal teórica 64

Figura 4.4: Señal teórica, columna C, ajustada a la señal del sistema registrada por el acelerómetro, columna B, a lo largo del tiempo, columna A 65

Figura 4.5: Representación gráfica de la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay 66

Figura 4.6: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay 66

Figura 4.7: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso de la configuración inicial 67

Figura 4.8: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico 68

Figura 4.9: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano 69

Figura 4.10: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador magnético 70

Figura 4.11: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano 71

Figura 4.12: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador por colisiones 72



Figura 4.13: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador esférico con recubrimiento viscoelástico..... 73

Figura 4.14: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador esférico con aislamiento de poliuretano 74

Figura 4.15: Código en Matlab para determinar los picos de la señal experimental registrada..... 76

Figura 4.16: Hoja de Excel programada para calcular el factor de amortiguamiento por el método del decremento logarítmico 77

Capítulo 5

Figura 5.1: Gráfica comparativa del factor de amortiguamientos de los disipadores ensayados 86

Figura 5.2: Comparación disipador por fricción con la referencia 87

Figura 5.3: Comparación disipador por choques con la referencia 88

Figura 5.4: Comparación disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico con la referencia 88

Figura 5.5: Comparación disipador esférico con recubrimiento viscoelástico con la referencia..... 89

Figura 5.6: Comparación disipador magnético con la referencia..... 89



ÍNDICE DE TABLAS

Capítulo 2

Tabla 2.1: Parámetros sistema no amortiguado de 1 GDL	21
Tabla 2.2: Parámetros sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL.....	24
Tabla 2.3: Parámetros sistema con flujo de aire de 1 GDL	28
Tabla 2.4: Parámetros del TMD viscoso sintonizado	33
Tabla 2.5: Parámetros sistema viscoso de 2 grados de libertad	37
Tabla 2.6: Parámetros sistema Coulomb de 2 grados de libertad.....	40
Tabla 2.7: Parámetros sistema Coulomb+aire de 2 grados de libertad.....	42
Tabla 2.8: Parámetros sistema de colisiones de 2 grados de libertad.....	45

Capítulo 4

Tabla 4.1: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para la configuración inicial	67
Tabla 4.2: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico.....	68
Tabla 4.3: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano.....	69
Tabla 4.4: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador magnético.....	70
Tabla 4.5: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador por fricción seca.....	71
Tabla 4.6: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador por colisiones	72
Tabla 4.7: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador esférico con recubrimiento viscoelástico.....	73
Tabla 4.8: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador esférico con aislamiento de poliuretano.....	74
Tabla 4.9: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para la configuración inicial	77
Tabla 4.10: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico	78
Tabla 4.11: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano.....	78
Tabla 4.12: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador magnético.....	79
Tabla 4.13: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador por fricción seca.....	79
Tabla 4.14: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador por fricción seca.....	80
Tabla 4.15: Factores de amortiguamiento por el método del decremento logarítmico para disipador esférico con recubrimiento viscoelástico	80



Tabla 4.16: Factores de amortiguamiento por el método del decremento logarítmico para disipador esférico con aislamiento de poliuretano81

Capítulo 5

Tabla 5.1: Comparación de los resultados para la configuración inicial84

Tabla 5.2: Comparación de los resultados para el disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano.....84

Tabla 5.3: Comparación de los resultados para el disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano.....85

Tabla 5.4: Comparación de los resultados para el disipador magnético.....85

Tabla 5.5: Comparación de los resultados disipador por fricción seca85

Tabla 5.6: Comparación de los resultados para el disipador por colisiones...85

Tabla 5.7: Comparación de los resultados para el disipador esférico con aislamiento de poliuretano.....86

Tabla 5.8: Comparación de los resultados para el disipador esférico con recubrimiento viscoelástico.....86

Tabla 5.9: Costes de personal91

Tabla 5.10: Costes de material91



Capítulo I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Justificación

El presente Trabajo Fin de Grado responde a una doble finalidad: por un lado, ser el cierre a los estudios en el Grado de Ingeniería en Tecnologías Industriales de la Universidad de Valladolid y, por otro lado, servir de base para la adquisición de nuevos conocimientos sobre el comportamiento dinámico de las estructuras que rodean la vida de las personas.

El trabajo de un ingeniero es diseñar de la manera más eficiente posible, esto quiere decir, cumplir con todos los requerimientos especificados por la normativa vinculante a la par que reducir el coste, esto se consigue mediante un adecuado enfoque durante la fase de diseño debido a que los errores en esos momentos son más baratos de corregir.

En la actualidad, en las grandes áreas metropolitanas, las estructuras tienden a diseños ligeros, de gran altura y esbeltos mediante el empleo de materiales flexibles. Esto produce que las construcciones finales carezcan de rigidez y amortiguamiento, lo que produce que ante determinados fenómenos climáticos y naturales se produzcan vibraciones que disminuyen las características operativas de la estructura.

Gracias a los avances modernos en ingeniería civil durante las anteriores décadas, las construcciones cumplen con una rigurosa normativa para prevenir posibles problemas dinámicos además de cumplir con una estricta normativa de seguridad para, de este modo, garantizar el buen estado de servicio de estas a lo largo del tiempo.

Aun así, las vibraciones pueden causar daños importantes en una estructura, desde agrietamientos, desplazamientos, tensiones y fatiga, hasta el colapso que puede producirse cuando la excitación coincide con alguna frecuencia propia y, en casos de bajos amortiguamientos del sistema, la estructura puede entrar en resonancia con grandes amplitudes.

En el presente trabajo se va a ahondar en cómo disminuir las vibraciones mediante la incorporación de diferentes disipadores a una maqueta de edificio a escala como la que se puede observar en la Figura 1.1. Algunos de estos disipadores se fabricarán con materiales disponibles en el laboratorio, otros se diseñarán mediante el software Catia V5 para ser construidos mediante impresión 3D, posteriormente se comprobará el grado de energía absorbido por los mismos.



Figura 1.1: Maqueta de edificio multidireccional

En consenso con el técnico de laboratorio se terminó por decidir este diseño de edificio para la realización del presente trabajo, la estructura consta de sendas placas de metacrilato perforadas que harán de solera y forjado, la unión se consigue mediante unas varillas roscadas que harán la función de pilares elásticos. Como se observa en la Figura 1.1, en la solera se colocaron dos pesos para fijarla al suelo y que no se desplazase durante la realización de los ensayos. Esta maqueta será simulada en el entorno de Working Model para estudiar el movimiento vibratorio de la misma con diferentes disipadores de energía adjuntados sobre el forjado.

1.2 Objetivos

Los principales objetivos fijados a la hora de realizar el presente trabajo son los siguientes:

- Adquirir conocimientos acerca del comportamiento dinámico de las vibraciones en estructuras y de sus posibles formas de mitigación.
- Usar material instrumental profesional disponible en el laboratorio para caracterizar dinámicamente el sistema ensayado. Para la caracterización se han usado acelerómetros y el hardware SIRIUS HD-STG junto con su software DEWESOFT X3.
- Diseñar y prototipar diferentes tipos de disipadores de energía mediante impresión 3D y los diferentes materiales que se encuentran en el laboratorio.



- A partir de los datos obtenidos durante la fase de experimentación, se comprobará que los datos experimentales se ajustan a los que predicen las fórmulas teóricas.
- Evaluar el factor de amortiguamiento en el dominio del tiempo de los diferentes disipadores ensayados.
- Adquirir capacidades transversales en lo referido a redactar documentos de carácter técnico de forma rigurosa y sistemática.

1.3 Metodología

El presente trabajo se divide en 6 capítulos:

- En el primer capítulo se recoge la introducción al trabajo, los objetivos fijados a lo largo del mismo y la metodología seguida.
- En el segundo capítulo se incluye una breve base teórica, asimismo, se incorporan las pertinentes simulaciones mediante Working Model para apoyar dicha base teórica.
- Es en el tercer capítulo donde se explica la instrumentación que se ha requerido para la realización del proyecto, así como del diseño de todos los disipadores de energía que se van a utilizar durante la fase de ensayos.
- En el capítulo cuarto se caracteriza el factor de amortiguamiento de todos los disipadores ensayados mediante los procedimientos que se explicarán en dicho capítulo.
- En el quinto capítulo se comparan los diferentes factores de amortiguamiento de los dispositivos ensayados para evaluar cual es más eficaz.



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Capítulo II

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 Introducción

Las estructuras cuentan con una serie de propiedades mecánicas intrínsecas que las caracteriza como son la masa, el amortiguamiento y la elasticidad.

En la actualidad, debido a los diseños provenientes de las nuevas corrientes arquitectónicas, la tendencia de las estructuras es a ser muy altas y esbeltas. Estos diseños conducen a una alta flexibilidad, y por tanto baja rigidez, dando lugar a que tales estructuras puedan llegar a vibrar con grandes amplitudes. Esto se produce debido a que, ante la aparición de cargas dinámicas, tales como viento o terremotos, estos sistemas se encuentren sometidas a altas fuerzas tanto internas como externas provocando un movimiento relativo entre las partículas de que están compuestos.

La incorporación de disipadores de energía a la estructura principal puede ayudar a mitigar la respuesta dinámica y acomodarla a las solicitudes de correcto funcionamiento. El fin es que el dispositivo mecánico no excitado absorba la energía de la estructura principal excitada y consiga atenuar la vibración dentro de márgenes aceptables.

Dentro de los disipadores de energía se encuentra una categoría particular de dispositivos mecánicos que reciben el nombre de TMD (tuned mass damper) o AMS (amortiguador de masa sintonizado). Estos disipadores están formados por una masa, una rigidez y un amortiguamiento viscoso.

Para conseguir un mayor amortiguamiento, la frecuencia natural del TMD se sintoniza a la frecuencia natural de la estructura para que, de este modo, el amortiguador vibre en resonancia, disipando la energía a través de los mecanismos de amortiguamiento del TMD.

2.2 Concepto de vibración y tipos de vibraciones.

El movimiento vibratorio es una variación de la disposición de un sistema, de forma periódica, a lo largo del tiempo en torno a una posición de equilibrio.

Las estructuras se encuentran sometidas diariamente a fuerzas dinámicas variables en el tiempo que pueden acortar sustancialmente su esperanza de vida e incomodar a los usuarios de dicha estructura debido a la perturbación periódica de sus estados de equilibrio.

Las vibraciones se pueden clasificar en función de la naturaleza de estas de la siguiente forma.

- Vibraciones forzadas: aquellas en las que sí existen fuerzas o estímulos exteriores aplicados sobre el sistema a lo largo del tiempo.
- Vibraciones libres: aquellas en las que no existen fuerzas o acciones exteriores directamente aplicadas sobre el sistema a lo largo del tiempo.

Es este último tipo de vibración el que va a ser objeto de estudio del presente trabajo, ya que para comprobar el factor de amortiguamiento de cada disipador de energía se realizarán varios ensayos que consistirán en dejar oscilar libremente el edificio una vez ha sido apartado de su posición de equilibrio.

2.3 Sistema discreto de 1 grado de libertad.

Aunque muy pocas estructuras se puedan modelar realmente como un sistema de 1 grado de libertad (SDOF), las propiedades de este sistema son muy importantes debido a que sistemas de n grados de libertad se pueden representar como la superposición lineal de n sistemas de 1 grado de libertad [2].

Además, aunque la estructura tenga varios grados de libertad, generalmente es el primero, el de menor frecuencia, el que más se manifiesta, siendo habitual que, tras dejar de actuar alguna excitación, la estructura quede vibrando en ese modo. Si se identifican adecuadamente las propiedades modales (M , K , C) de ese modo, es posible conocer de forma aproximada el comportamiento de toda estructura conociendo el de su sistema de 1 grado de libertad equivalente.

En el sistema básico de 1 grado de libertad actúan, como se puede observar en la Figura 2.1, los siguientes parámetros [7].

- **Masa (m):** masa puntual e indeformable, la cual representa la masa total del sistema y almacena la energía cinética del mismo.
- **Rigidez (k):** resorte ideal, de masa despreciable frente a m , que pone de manifiesto las condiciones elásticas del sistema y en el cual se almacena la energía potencial elástica del sistema. Fuerzas iguales y de sentidos contrario actúan en los extremos del resorte, trabajando en régimen lineal, según la siguiente fórmula.

$$F_k(t) = -kx(t) \quad (1)$$

- **Amortiguamiento (c):** amortiguador viscoso e ideal, de masa despreciable, con constante de amortiguación c . Este parámetro representa la disipación de energía que sufre todo sistema vibratorio y es responsable de que la amplitud de la vibración merme a lo largo del tiempo.

$$F_c(t) = -c\dot{x}(t) \quad (2)$$

- **Fuerza (F):** fuerza exterior aplicada sobre el sistema.
- **Coordenada (x):** indica la dirección de movimiento del sistema y de esta coordenada derivan la velocidad y la aceleración.

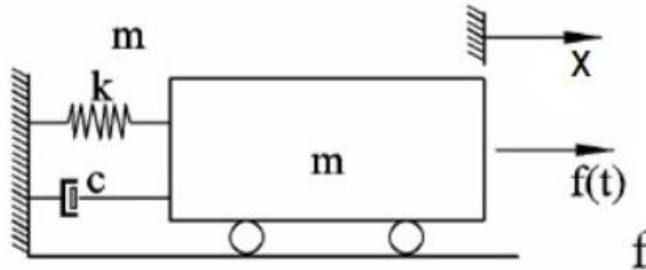


Figura 2.1: Sistema dinámico de 1 grado de libertad

Aplicando la segunda Ley de Newton se obtiene la Ecuación Diferencial General del Movimiento para sistemas discretos de 1 grado de libertad [1].

$$\sum F_{ext} = m\ddot{x}(t) \quad (3)$$

$$F(t) + F_k(t) + F_c(t) = m\ddot{x}(t) \quad (4)$$

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (5)$$

2.4 Vibraciones libres

En los sistemas sometidos a vibraciones libres no existe una fuerza exterior $F(t)$ que actúe sobre el sistema [8], pero si existen una condiciones iniciales no nulas que permiten caracterizar el sistema. Por estas razones la Ecuación Diferencial General del movimiento queda de la siguiente forma:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (6)$$

Las vibraciones libres y forzadas se pueden clasificar en función de la presencia de fuerzas resistivas que amortiguan el estado vibratorio en:

- No amortiguado: en este caso no existen resistencia pasiva al movimiento del sistema.
- Amortiguado: sí existen resistencias pasivas al movimiento del sistema.

2.4.1 Vibración libre no amortiguada

Para este caso de vibración el coeficiente de disipación C es nulo y por tanto el sistema estará formado por una masa y un muelle, quedando la ecuación (6) de la siguiente forma [9]:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (7)$$

Al dividir la ecuación (7) entre la masa del sistema se llega a la siguiente expresión:

$$\ddot{x}(t) + W_n^2 x(t) = 0 \quad (8)$$

W_n es un parámetro que recibe el nombre de frecuencia natural del sistema, tiene unidades de rad/s y relaciona el parámetro elástico del sistema, k , con el parámetro inercial, m .

$$W_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (9)$$

La solución general para la ecuación diferencial tiene la siguiente forma:

$$x(t) = e^{s \cdot t} \quad (10)$$

Se calcula a continuación la primera y segunda derivada de la ecuación (10) respectivamente:

$$\dot{x}(t) = s \cdot e^{s \cdot t} \quad (11)$$

$$\ddot{x}(t) = s^2 \cdot e^{s \cdot t} \quad (12)$$

Que sustituyendo en la ecuación (8) y resolviendo nuevamente la ecuación diferencial se llega a la siguiente solución:

$$x(t) = A_1 \cdot e^{s_1 \cdot t} + A_2 \cdot e^{s_2 \cdot t} \quad (13)$$

Donde s_1 y s_2 son la raíces de la siguiente ecuación característica:

$$s^2 + W_n^2 = 0 \quad (14)$$

$$s_{1,2} = \pm \sqrt{-W_n^2} = \pm i \cdot W_n \quad (15)$$

Sustituyendo las raíces de la ecuación característica en la ecuación (13) se obtiene la siguiente expresión:

$$x(t) = A_1 \cdot e^{i \cdot W_n \cdot t} + A_2 \cdot e^{-i \cdot W_n \cdot t} \quad (16)$$

Al aplicar la fórmula de Euler para números complejos se consigue dejar la expresión (16) en forma senoidal:

$$x(t) = A \cdot \cos(W_n \cdot t) + B \cdot \sin(W_n \cdot t) \quad (17)$$

Donde A y B son dos constantes que dependen de las condiciones iniciales del sistema. En la Figura 2.2 se muestra una representación gráfica de este tipo de movimiento.

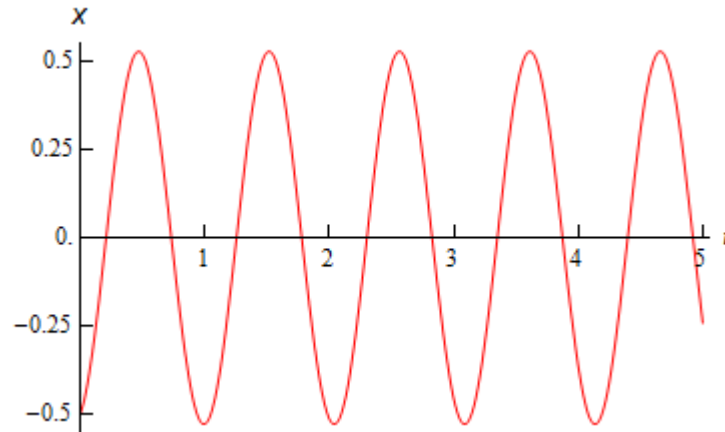


Figura 2.2: Representación gráfica de la vibración libre no amortiguada

2.4.2 Vibración libre amortiguada

El amortiguamiento es un proceso que permite que disminuya la amplitud de las vibraciones. Para el modelo no amortiguado se tenían en cuenta las fuerzas inerciales y las fuerzas de deformación del muelle, sin embargo, para este nuevo modelo hay que tener en cuenta la fuerza de disipación producida por el amortiguamiento.

De acuerdo con los fenómenos físicos implicados en los procesos de amortiguamiento se pueden distinguir los siguientes tipos:

- Amortiguamiento viscoso: para este tipo de amortiguamiento la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad.
- Amortiguamiento de Coulomb: se corresponde a un amortiguamiento producido por fricción entre superficies, siguiendo la dirección del desplazamiento y de signo contrario a la velocidad.
- Otros, como es el caso del amortiguamiento histerético: en este tipo la fuerza de amortiguamiento es proporcional al desplazamiento y de signo contrario a la velocidad.

2.4.2.1 Amortiguamiento viscoso

Son los dispositivos de amortiguamiento clásicos que producen fuerzas resistivas, que son las encargadas de la disipación de energía, debido a láminas de un medio fluido viscoso que circula a través de orificios.

La constante de amortiguamiento viscoso, c , con unidades de Ns/m, es una medida de la energía disipada por el amortiguador en un ciclo de oscilación.

La expresión de la fuerza de amortiguamiento producida por un amortiguador viscoso e ideal presenta la siguiente forma:

$$F_c(t) = -c\dot{x}(t) \quad (18)$$

Incluyendo este término de fuerza en la Ecuación Diferencial General del movimiento se obtiene la expresión desarrollada:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (19)$$

Una de las ventajas de los amortiguadores viscosos es la posibilidad de linealizar la ecuación del movimiento ya que la fuerza de amortiguamiento es proporcional a la velocidad.

Siguiendo un procedimiento análogo al visto para vibraciones no amortiguadas se divide la expresión (19) por la masa para tener una expresión más simplificada de la siguiente forma:

$$\ddot{x}(t) + 2 \cdot \xi \cdot W_n \dot{x}(t) + W_n^2 x(t) = 0 \quad (20)$$

Esta nueva expresión requiere la incorporación de dos nuevos parámetros a definir:

- Coeficiente de amortiguamiento crítico: corresponde a un valor límite de amortiguamiento que produce que el sistema no llegue a oscilar durante la caída libre.

$$C_c = 2 \cdot \sqrt{k \cdot m} \quad (21)$$

- Factor de amortiguamiento: es el parámetro más importante de este trabajo, es adimensional y cuantifica el amortiguamiento del sistema. A pesar de ser un parámetro adimensional es habitual encontrarlo expresado en %.

$$\xi = \frac{c}{C_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} = \frac{c}{2mw_n} \quad (22)$$

La ecuación característica de la ecuación diferencial (20) se expresa de la siguiente manera:

$$s^2 + 2 \cdot \xi \cdot s + W_n^2 = 0 \quad (23)$$

Donde s_1 y s_2 son la raíces de la anterior ecuación característica:

$$s_{1,2} = W_n \cdot (-\xi \pm \sqrt{\xi^2 - 1}) \quad (24)$$

Dependiendo del valor de $(\xi^2 - 1)$ se obtiene tres tipos de raíces y por tanto tres casos distintos de amortiguamiento como se puede observar en la Figura 2.3.

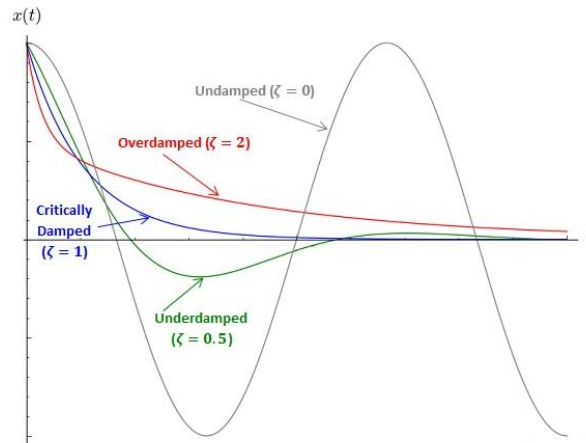


Figura 2.3: Representación gráfica de las distintas respuestas del sistema

- Sistema sobreamortiguado ($\xi > 1$)

Al ser el factor de amortiguamiento mayor que la unidad se obtienen dos raíces reales distintas negativas. El coeficiente de amortiguamiento es mayor que el coeficiente de amortiguamiento crítico, esto provoca que el sistema sea siempre decreciente en su movimiento, no se produzca oscilación y vuelva a la posición de equilibrio. Y por tanto la solución de la ecuación (20) está dada por la ecuación (25):

$$x(t) = A_1 \cdot e^{W_n(-\xi + \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot t} + A_2 \cdot e^{W_n(-\xi - \sqrt{\xi^2 - 1}) \cdot t} \quad (25)$$

En la Figura 2.4 se muestra una representación gráfica de un sistema sobreamortiguado bajo condición de velocidad inicial nula.

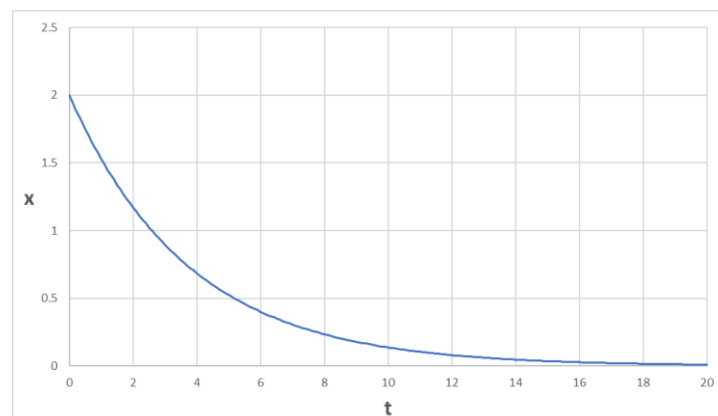


Figura 2.4: Representación gráfica de movimiento sobreamortiguado

- Sistema críticamente amortiguado ($\xi = 1$)

Con factor de amortiguamiento unitario se obtiene una raíz doble negativa. En un sistema críticamente amortiguado el sistema se encuentra en un punto

estático, esto quiere decir, que ante cualquier variación en la fuerza de amortiguamiento el sistema pasaría a ser subamortiguado, si la fuerza disminuyese, o sobreamortiguado, si aumentase. La masa al ser liberada regresa a su posición de equilibrio estático sin llegar a oscilar. La solución de la ecuación (20) está dada por la expresión (26):

$$x(t) = e^{-W_n \cdot t} \cdot (A_1 + A_2 \cdot t) \quad (26)$$

En la siguiente Figura 2.5 se muestra una gráfica típica de este movimiento.

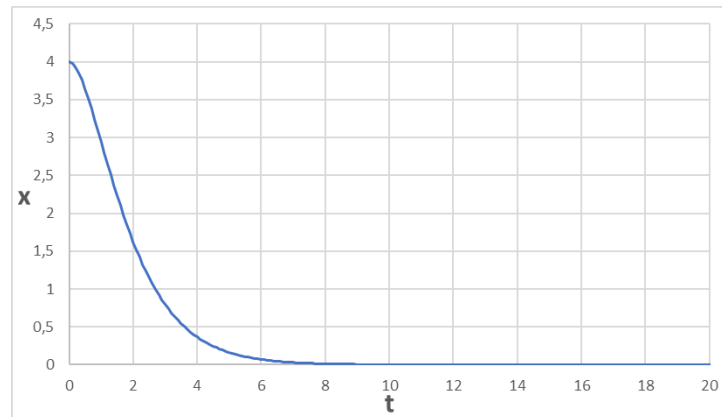


Figura 2.5: Representación de movimiento críticamente amortiguado

- Sistema subamortiguado ($\xi < 1$)

Para el caso de sistemas subamortiguados el factor de amortiguamiento es menor que la unidad, esto significa que el coeficiente de amortiguamiento es también menor que el de elasticidad del resorte, esto provoca que, al liberar la masa, esta tenga un movimiento vibratorio hasta volver a la posición de equilibrio estático. La ecuación característica tiene dos raíces complejas conjugadas que obligan a la introducción de un nuevo parámetro:

$$s_{1,2} = W_n \cdot (-\xi \pm i \cdot \sqrt{1 - \xi^2}) = -\xi \cdot W_n \pm i \cdot W_d \quad (27)$$

Donde W_d recibe el nombre de frecuencia natural amortiguada:

$$W_d = W_n \cdot \sqrt{1 - \xi^2} \quad (28)$$

La solución de la ecuación diferencial del movimiento se expresa de la siguiente forma:

$$x(t) = e^{-\xi \cdot W_n \cdot t} \cdot (A_1 \cdot e^{i \cdot W_d \cdot t} + A_2 \cdot e^{-i \cdot W_d \cdot t}) \quad (29)$$

Aplicando la fórmula de Euler para números complejos se consigue convertir la expresión (29) en la siguiente:

$$x(t) = A \cdot e^{-\xi \cdot W_n \cdot t} \cdot \sin(W_d \cdot t + \varphi) \quad (30)$$

Donde A recibe el nombre de amplitud y φ es el ángulo de la fase. Esta ecuación es sumamente importante porque es la que van a describir los sistemas ensayados en el presente trabajo.

En la siguiente Figura 2.6 se muestra una representación gráfica típica de movimiento subamortiguado para diferentes valores del factor de amortiguamiento. Como se puede observar, en este caso sí que se producen oscilaciones y por tanto se puede hablar de movimiento vibratorio. El coeficiente $e^{-\xi \cdot \omega_n \cdot t}$ es el encargado de que la amplitud de vibración tienda a cero cuando $t \rightarrow \infty$.

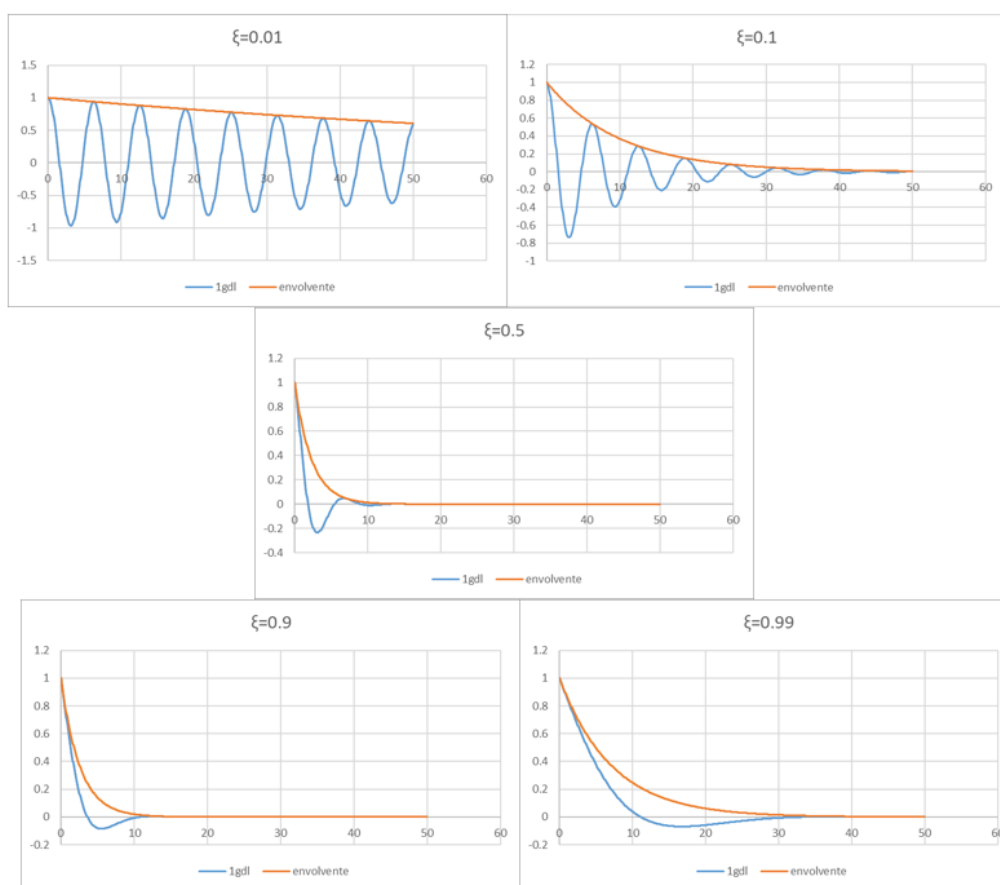


Figura 2.6: Representación gráfica del movimiento subamortiguado

2.4.2.2 Amortiguamiento de Coulomb

Este tipo de amortiguamiento, también denominado amortiguamiento por fricción seca, aparece fruto de la fricción en las conexiones o puntos de apoyo de superficies rugosas o insuficientemente lubricadas. Este amortiguamiento es constante e independiente de la velocidad o de la magnitud del desplazamiento.

La fuerza de amortiguamiento para el caso por fricción seca se define de la siguiente forma:

$$F_R = \mu_d \cdot N \quad (31)$$

Donde μ_d se define como coeficiente dinámico de rozamiento, si el cuerpo desliza, y N corresponde a la fuerza normal.

Si el cuerpo no desliza se cumple que $F_R \leq \mu_e \cdot N$, normalmente se cumple que $\mu_e > \mu_d$.

En función de la dirección del movimiento se plantean dos ecuaciones diferenciales.

Caso A $\rightarrow \dot{x} > 0$

Para este caso la ecuación diferencial del movimiento se expresa de la siguiente forma:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = -\mu_d \cdot N = -F_R \quad (32)$$

La solución tiene la siguiente forma:

$$x(t) = A_1 \cdot \cos(W_n \cdot t) + B_1 \cdot \sin(W_n \cdot t) - \frac{F_R}{k} \quad (33)$$

Caso B $\rightarrow \dot{x} < 0$

Para este caso la ecuación diferencial del movimiento se expresa de la siguiente forma:

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = \mu_d \cdot N = F_R \quad (34)$$

La solución tiene la siguiente forma:

$$x(t) = A_2 \cdot \cos(W_n \cdot t) + B_2 \cdot \sin(W_n \cdot t) + \frac{F_R}{k} \quad (35)$$

Este tipo de amortiguamiento, a diferencia del viscoso, no es lineal. Sin embargo, como se mostrará en el apartado de simulación en Working Model, mientras haya deslizamiento entre los cuerpos el amortiguamiento se puede aproximar a uno del tipo viscoso.



2.5 Simulaciones

Para demostrar las ecuaciones desarrolladas a lo largo del segundo capítulo del presente trabajo y ver su validez para explicar los movimientos del sistema que se va a ensayar experimentalmente, se va a utilizar el software Working Model junto a Excel. De esta forma se consigue evitar el cuerpo matemático de las resoluciones de las ecuaciones diferenciales del movimiento, ya que el objetivo del trabajo no es esta resolución, sino analizar la respuesta dinámica del sistema para determinar el factor de amortiguamiento.

Working Model es un entorno de diseño mecánico 2D que permite realizar una serie de simulaciones de forma sencilla e intuitiva para recrear el comportamiento de diferentes sistemas mecánicos, a la par que permite estudiar la respuesta dinámica del mismo mediante los outputs que proporciona el programa. El software, además, permite exportar los datos a Excel de manera rápida y sencilla, lo cual resulta beneficioso ya que Excel es una herramienta de cálculo muy potente que permite procesar los datos de las simulaciones.

Para estas simulaciones se usarán disipadores de energía de distinta naturaleza, algunos de estos disipadores serán TMDs, mientras que otros no entrarán dentro de esta subclase al no tener una frecuencia propia, ya que en su movimiento se comportan como sólidos rígidos de frecuencia nula. Por tanto, en las simulaciones se trabajó con TMDs para mostrar el comportamiento dinámico de los mismos. Sin embargo, experimentalmente no se instaló en la maqueta ninguna clase de TMD.

2.5.1 Sistema discreto de 1 grado de libertad

El comportamiento vibratorio de los sistemas de 1 grado de libertad se caracteriza por la frecuencia natural del sistema W_n , la cual es propia del sistema y es independiente de factores externos como pueden ser fuerzas aplicadas en el sistema, por la amplitud de la onda A y por una constante de fase que depende de las condiciones iniciales φ .

Mediante la ayuda de Excel se pueden determinar los parámetros del movimiento vibratorio haciendo uso de un proceso iterativo en la hoja de cálculo para, de esta forma, no tener que resolver la ecuación diferencial.

El método de calibración que se va a realizar a lo largo del trabajo es de naturaleza heurística. En este capítulo se relatará brevemente el procedimiento de ajuste ya que se explicará con más detenimiento a lo largo de todo el capítulo 4. Este apartado solamente sirve de apoyo para confirmar que las ecuaciones vistas hasta el momento describen a la perfección los sistemas dinámico-mecánicos de 1 grado de libertad.

2.5.1.1 Sistema no amortiguado

Para el estudio de este caso se estudiará un sistema formado por una masa m y un resorte lineal k , como se aprecia en la Figura 2.7, sobre el bloque se aplica una fuerza F durante un instante de tiempo concreto $t < 1$, es decir, un impulso.

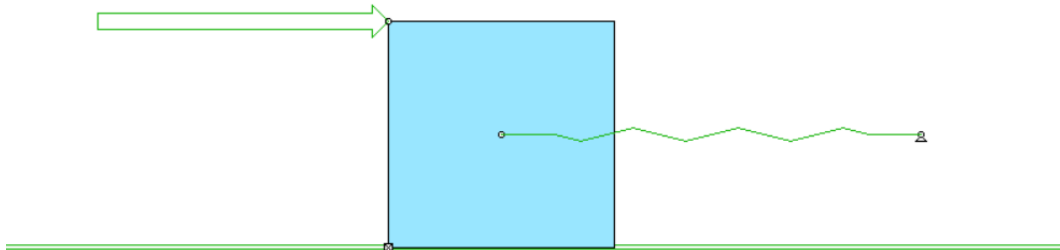


Figura 2.7: Sistema dinámico no amortiguado en Working Model

La fuerza aplicada va a ser de la misma magnitud y naturaleza para el resto de los casos que se verán a lo largo del capítulo, en la Figura 2.8 se puede apreciar cómo se implementa esta fuerza para que solo actúe durante un $t < 1$.

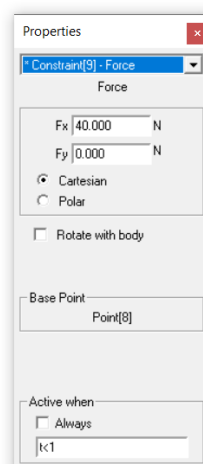


Figura 2.8: Implementación de la fuerza en Working Model

La ecuación diferencial del movimiento, puesto que no hay amortiguamiento, corresponde con la ecuación (7), descrita con anterioridad.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0$$

La solución de la ecuación (7) se expresa de la siguiente manera:

$$x(t) = A \sin(\omega_d t + \varphi) \quad (36)$$

Esta solución corresponde a un movimiento armónico simple. En este caso la frecuencia natural del sistema es equivalente a la frecuencia amortiguada

debido a la carente existencia de amortiguamiento del sistema y de fricción alguna, la amplitud de la vibración va a ser constante a lo largo del tiempo.

$$w_d = w_n \quad (37)$$

En una hoja de cálculo se implementa la función *ajuste a 1gdl* a partir de los parámetros conocidos del sistema, como se puede apreciar en la Figura 2.9. Esta función tratará de reproducir el movimiento de la simulación 2D, llamada *simulación WM*.

	A	B	C	D	E	F
1	t	Simulación WM	Ajuste a 1gdl		m	6
2	1	1.444	=F\$3*EXP(-F\$8*F\$5*A2)*SENO(F\$6*A2+F\$4)			
3	1.005	1.447	1.46866194		A	1.75
4	1.01	1.449	1.46993135		φ	-1.45
5	1.015	1.451	1.47089266		Wn	2.88675135
6	1.02	1.452	1.4715462		Wd	2.88193608
7	1.025	1.453	1.47189234		c	2
8	1.03	1.454	1.47193152		ξ	0.05773503

Figura 2.9: Función 1 gdl con respuesta subamortiguada en Excel

Hay que añadir que hasta el instante de tiempo $t=1$ no se comienzan a recoger los datos porque es en ese momento cuando comienza la respuesta libre del sistema.

Tanto los parámetros de masa, rigidez y amortiguamiento se introducen en la simulación, como se puede apreciar en la Figura 2.10.

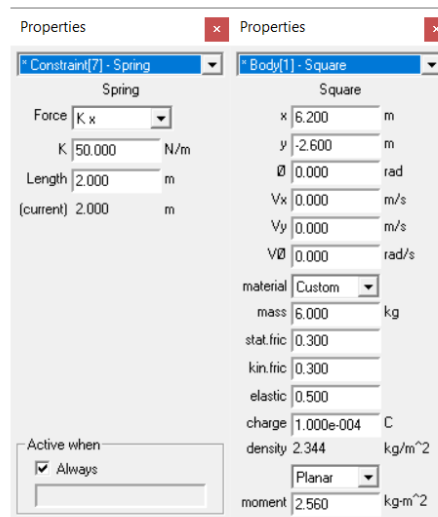


Figura 2.10: Implementación de parámetros en Working Model

Masa sistema \rightarrow 6 Kg

Rigidez \rightarrow 50 N/m

Con estos parámetros iniciales se puede calcular la frecuencia natural y amortiguada usando la ecuación (9). Para este caso la frecuencia natural y amortiguada tienen el mismo valor porque el factor de amortiguamiento es cero.

$$W_n = W_d \rightarrow 2.886 \text{ rad/s}$$

Para exportar los datos de la simulación a Excel y post procesarlos se realizan los siguientes pasos:

1. Se pincha en la masa y con el comando *measure* se selecciona un desplegable de la posición del cuerpo durante la simulación, este paso se puede observar en la Figura 2.11.

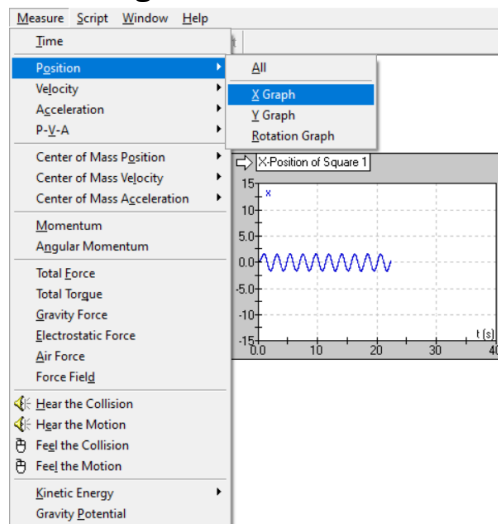


Figura 2.11: Exportación de datos simulados a Excel

2. Se realiza un copia y pega de la gráfica azul que proporciona el comando *measure* y de este modo se transfieren los valores a Excel para realizar el ajuste.
3. Programar los parámetros de la ecuación de movimiento para vibraciones utilizando las expresiones formuladas a lo largo del presente capítulo, como se puede apreciar en la Figura 2.9.
4. Programar la ecuación de movimiento para el caso de respuesta libre, como se puede apreciar en la Figura 2.12.

	A	B	C	D	E	F
1	t	Simulación WM	Ajuste a 1gdl		m	6
2	1	1.444	= $\$F\$3 * \text{EXP}(-\$F\$8 * \$F\$5 * A2) * \text{SENO}(\$F\$6 * A2 + \$F\$4)$			
3	1.005	1.447	1.46866194		A	1.75
4	1.01	1.449	1.46993135		φ	-1.45
5	1.015	1.451	1.47089266		Wn	2.88675135
6	1.02	1.452	1.4715462		Wd	2.88193608
7	1.025	1.453	1.47189234		c	2
8	1.03	1.454	1.47193152		ξ	0.05773503

Figura 2.12: Función en Excel de la respuesta libre

- Ajustar la ecuación del movimiento al movimiento descrito por la estructura en la simulación.
- Para realizar el ajuste, en primer lugar, se cuadran las fases de las dos gráficas registradas, en segundo lugar, se ajustan las amplitudes y para concluir se casan los factores de amortiguamiento.

Este va a ser el método utilizado para realizar todos los ajustes, tanto en el apartado de simulación como en el de experimentación, y no se ahondará más en él, con excepción de unas pequeñas modificaciones que se explicarán en el capítulo 4 fruto del hardware y software usados para realizar los ensayos.

A continuación, se muestra en las Figuras 2.13, 2.14 y 2.15, respectivamente, el proceso de ajuste del método.

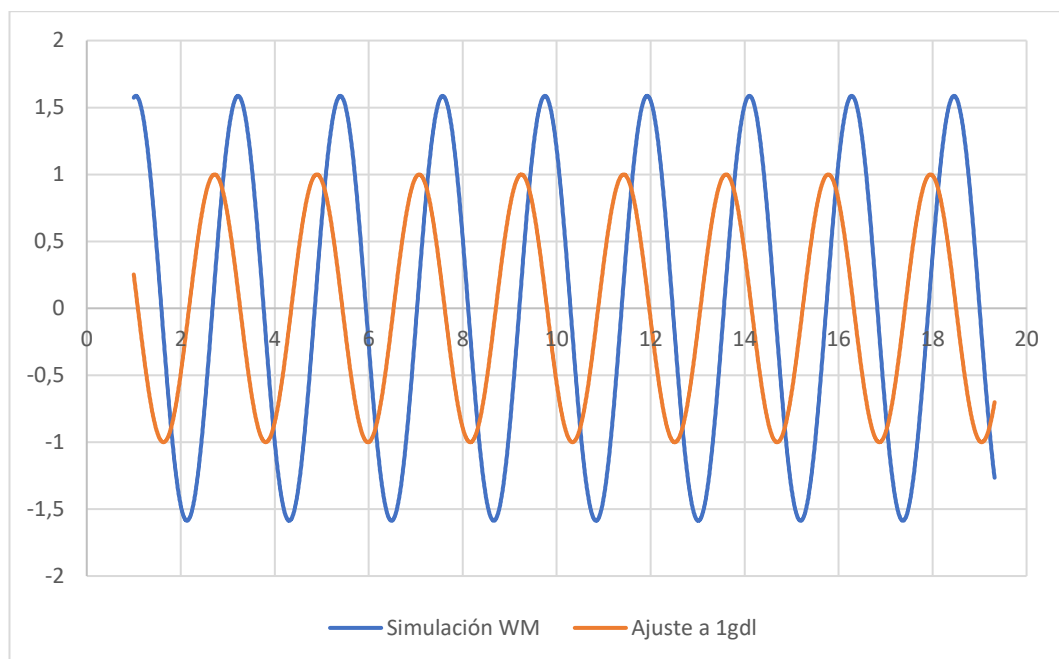


Figura 2.13: Respuesta no ajustada sistema no amortiguado de 1 GDL

En la Figura 2.13 se puede observar como el ajuste a 1gdl no se asemeja a la Simulación WM, por tanto, se tiene que terminar de calibrar ajustando los parámetros de amplitud y la fase.

En primer lugar, se aprecia que la amplitud ha de ser mayor, por lo que se cambia el valor en Excel de amplitud de 1 a 1.6 m. En la Figura 2.14 se puede observar el cambio.

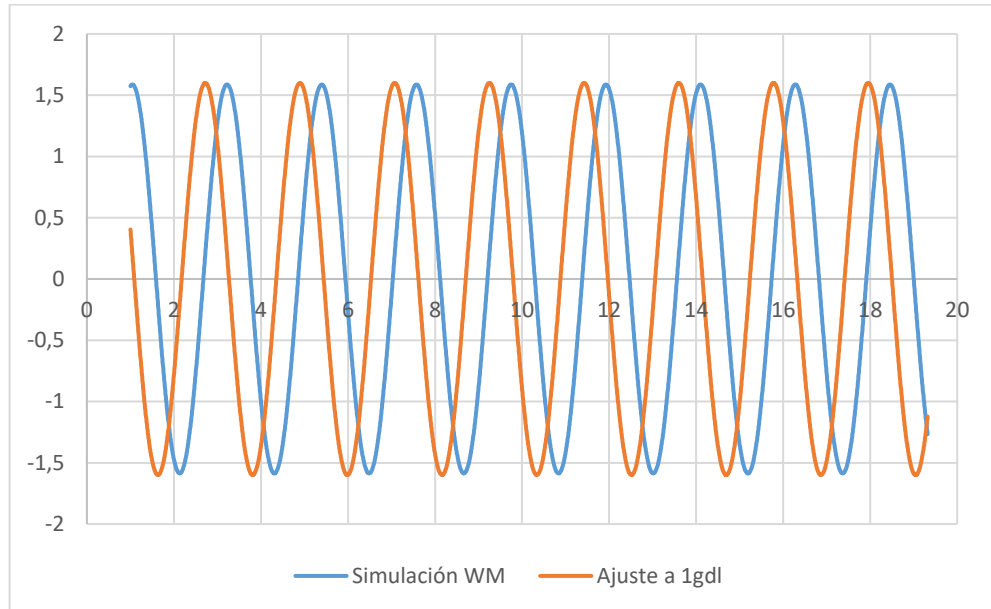


Figura 2.14: Respuesta teórica con Amplitud ajustada para sistema no amortiguado de 1 GDL

En segundo lugar, se puede observar que las gráficas están desfasadas, por esta razón la fase se cambia de 0 a -1.42 rad para conseguir el resultado final que se muestra en la Figura 2.15.

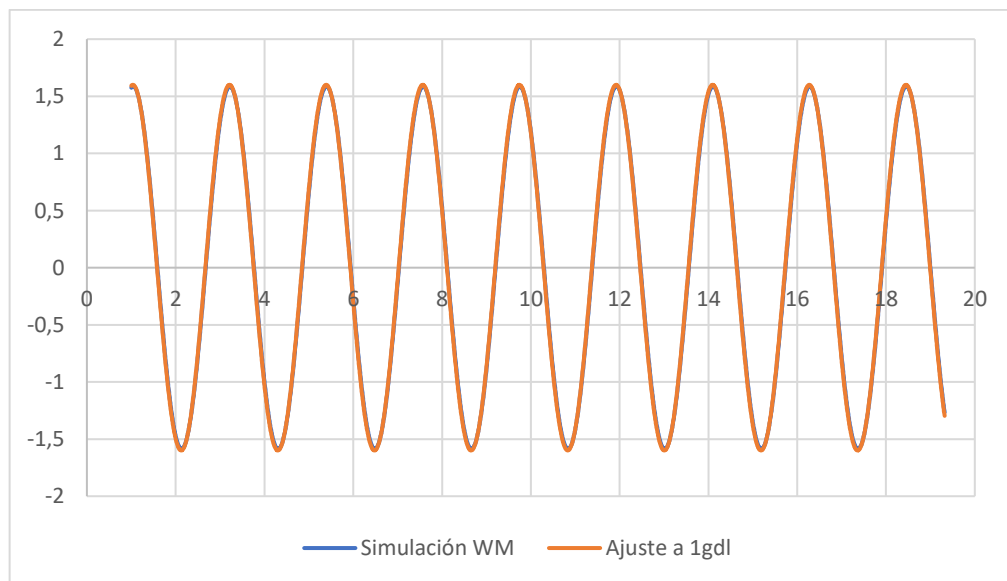


Figura 2.15: Respuesta ajustada para sistema no amortiguado de 1 GDL

A continuación, se incluye la Tabla 2.1 con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	6 kg
k	50 N/m
A	1.6 m
φ	-1.42 rad
W_n	2.886 rad/s
W_d	2.886 rad/s
c	0 Ns/m
ξ	0

Tabla 2.1: Parámetros sistema no amortiguado de 1 GDL

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

A continuación, se muestra la solución a la ecuación diferencial del movimiento para este caso en particular:

$$y(t) = 1.6\text{sen}(2.886t - 1.42)$$

2.5.1.2 Sistema amortiguado

En el modelo anterior solo se tenían en cuenta las fuerzas de inercia y la fuerza de deformación del resorte. En este caso hay que añadir otra fuerza a la expresión proveniente de la incorporación de un elemento disipador de energía. Esta fuerza puede variar en función de la naturaleza del disipador.

Caso A → Amortiguador viscoso

Se estudiará un sistema formado por una masa m , un resorte lineal k y un amortiguador viscoso e ideal c . Se aplica sobre el sistema una fuerza F durante un instante de tiempo concreto, es decir, un impulso. El esquema del montaje se puede ver en la Figura 2.16.

El amortiguador viscoso es el sistema de amortiguamiento más extendido globalmente. El funcionamiento se caracteriza por la oposición al movimiento del sistema disipando energía gracias a esta resistencia.

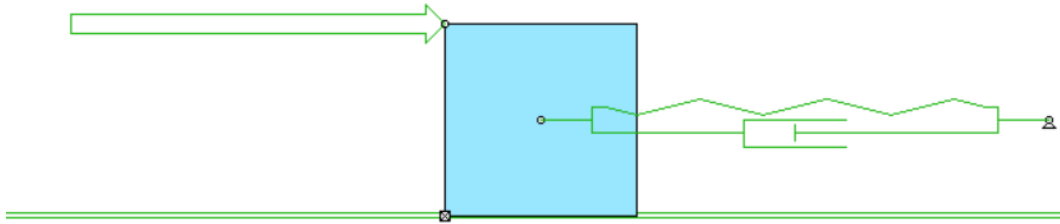


Figura 2.16 Sistema con amortiguamiento viscoso en Working Model

En una hoja de cálculo se programa la función *ajuste a 1gdl* a partir de los parámetros conocidos del sistema. Esta función tratará de reproducir el movimiento de la simulación 2D, llamada *Simulación WM* como se pudo ver con anterioridad.

Masa sistema \rightarrow 6 Kg

Rigidez \rightarrow 50 N/m

Amortiguamiento $c \rightarrow$ 2 Ns/m

En la Figura 2.17 se observa cómo se introduce el parámetro de amortiguamiento a la simulación de Working Model.

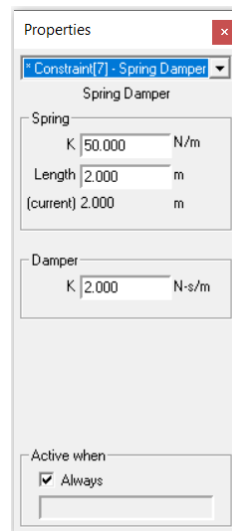


Figura 2.17 Parámetros del muelle y el amortiguador en Working Model

Con estos parámetros iniciales se puede calcular la frecuencia natural y la frecuencia amortiguada usando la ecuación (9). Para este caso la frecuencia natural y amortiguada no tienen el mismo valor porque el factor de amortiguamiento es distinto de cero. Para ello se calcula la frecuencia amortiguada usando la ecuación (28) y el factor de amortiguamiento usando la (22).

$$W_n \rightarrow 2.886 \text{ rad/s}$$

$$W_d \rightarrow 2.881 \text{ rad/s}$$

$$\xi \rightarrow 0.057$$

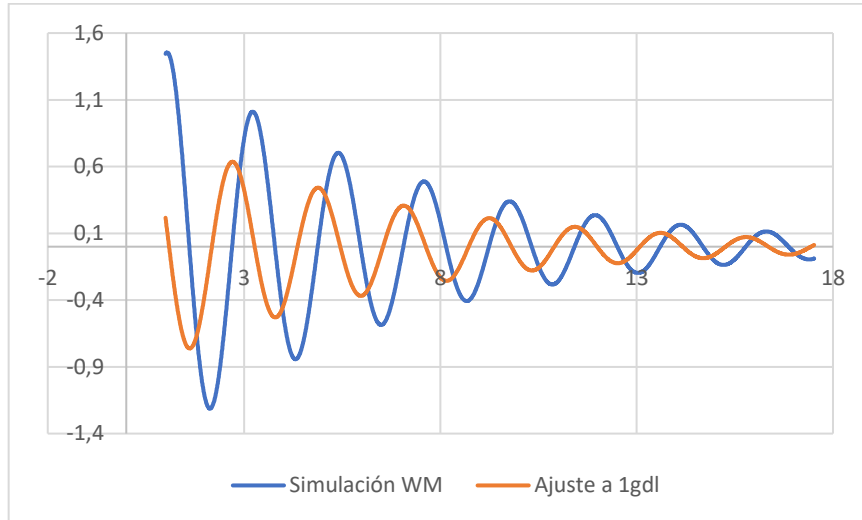


Figura 2.18: Respuesta teórica no ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL

En la Figura 2.18 se puede observar como el ajuste a 1 gdl no reproduce la Simulación WM, por tanto, se tiene que terminar de calibrar ajustando los parámetros de amplitud y la fase.

En primer lugar, se puede observar que las gráficas están desfasadas, por esta razón la fase se cambia de 0 a -1.45 rad para casar los movimientos. En los casos amortiguados se cuadran primero las fases que las amplitudes debido a una mayor claridad de visualización del ajuste. En la Figura 2.19 se puede observar el cambio.

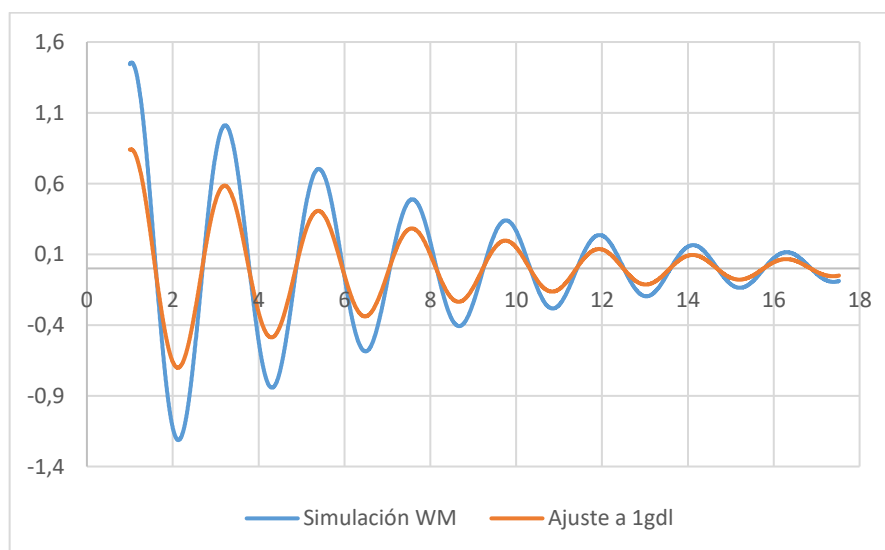


Figura 2.19: Respuesta teórica con fase ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL

Finalmente, se aprecia que la amplitud ha de ser mayor, por lo que se cambia el valor en Excel de amplitud de 1 a 1.75 m. En la Figura 2.20 se muestra el resultado final del ajuste.

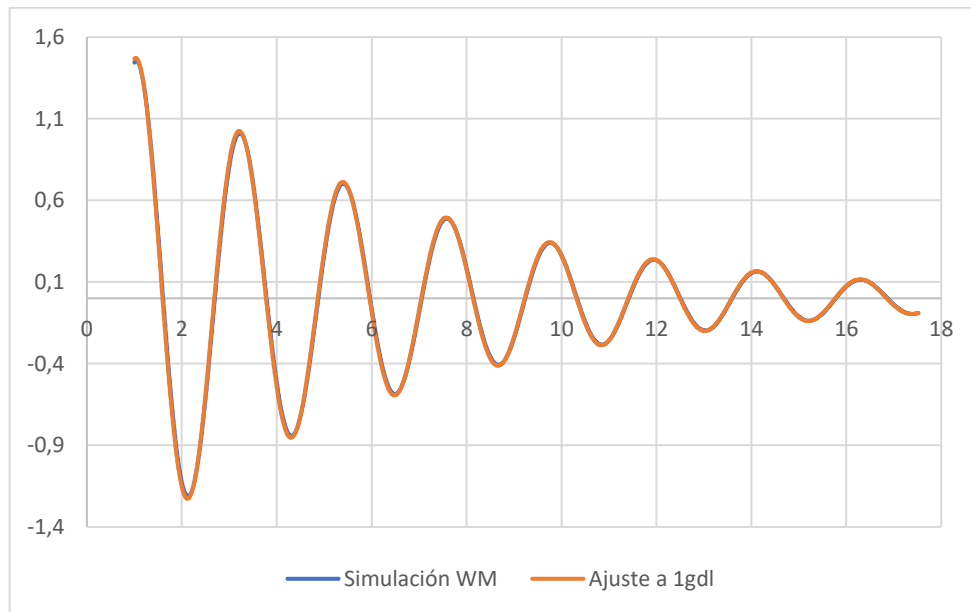


Figura 2.20: Respuesta teórica ajustada para sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL

En este caso se puede observar como la amplitud descende paulatinamente, debido a la presencia de un amortiguador en el sistema que disipa la energía mecánica hasta que el sistema alcanza la posición de equilibrio estático.

A continuación, se incluye la Tabla 2.2 con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	6 kg
k	50 N/m
A	1.75 m
φ	-1.45 rad
W_n	2.886 rad/s
W_d	2.881 rad/s
c	2 Ns/m
ξ	0.057

Tabla 2.2: Parámetros sistema con amortiguamiento viscoso de 1 GDL

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

Con los datos y figuras expuestos queda manifiesto la verificación de la ecuación (22).

A continuación, se muestra la solución a la ecuación diferencial del movimiento para este caso en particular:

$$y(t) = 1.75e^{-0.166t} \text{sen}(2.881t - 1.45)$$

Caso B → Amortiguador por flujo de aire

Se estudiará un sistema formado por una masa m y un resorte lineal k , este esquema se muestra en la Figura 2.21. Para disipar energía se selecciona en WORKING MODEL la opción *air resistance* que permite establecer la viscosidad del flujo.

La fuerza de disipación es proporcional a la velocidad por la sección transversal al flujo, en la Figura 2.22 se muestra el script en Working Model encargado de introducir esta fuerza resistiva. Se aplica sobre el sistema una fuerza F durante un instante de tiempo concreto, es decir, un impulso.

La opción de *air resistance* simula unas condiciones exteriores no ideales en el sistema, como sufriría una estructura colocada al aire libre que tiene que soportar las inclemencias climatológicas. Esta opción permite recrear un entorno adverso para la estructura y poder analizar la respuesta de esta.

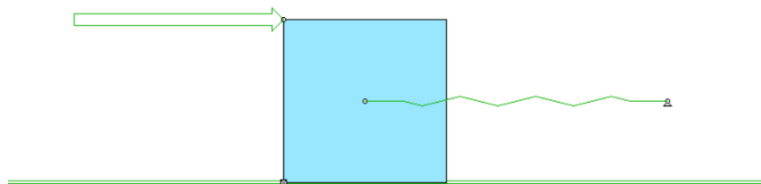


Figura 2.21 Sistema dinámico con amortiguamiento por flujo de aire en Working Model

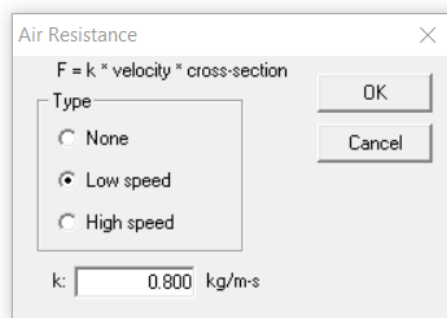


Figura 2.22 Resistencia del aire en Working Model

En una hoja de cálculo se implementa la función *Ajuste a 1gdl* a partir de los parámetros conocidos del sistema. Esta función tratará de reproducir el

movimiento de la simulación 2D, llamada *Simulación WM* como se puede ver en la Figura 2.23.

Masa sistema \rightarrow 6 Kg

Rigidez \rightarrow 50 N/m

Con estos parámetros iniciales se puede calcular la frecuencia natural usando la ecuación (9). Para este caso la frecuencia natural y amortiguada no tienen el mismo valor porque el factor de amortiguamiento es distinto de cero. No se puede calcular la frecuencia amortiguada en primera instancia ya que no se conoce el coeficiente de amortiguamiento. El coeficiente de amortiguamiento va a ser un parámetro más para calibrar que permite calcular el resto de los parámetros relacionados.

$W_n \rightarrow$ 2.886 rad/s

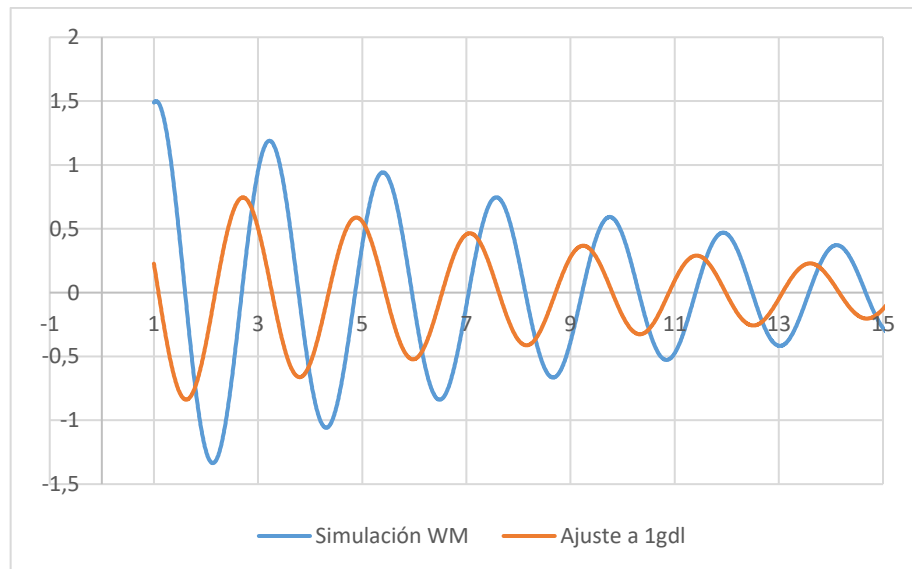


Figura 2.23: Respuesta no ajustada sistema con flujo de aire de 1 GDL

En la Figura 2.23 se puede observar como el ajuste a 1gdl no reproduce el movimiento de la Simulación WM, por tanto, se tiene que terminar de calibrar ajustando los parámetros de amplitud y la fase.

En primer lugar, se puede observar que las gráficas están desfasadas, por esta razón la fase se cambia de 0 a -1.5 rad para casar los movimientos. En los casos amortiguados se cuadran primero las fases que las amplitudes debido a una mayor claridad de visualización del ajuste. En la Figura 2.24 se puede observar el cambio.

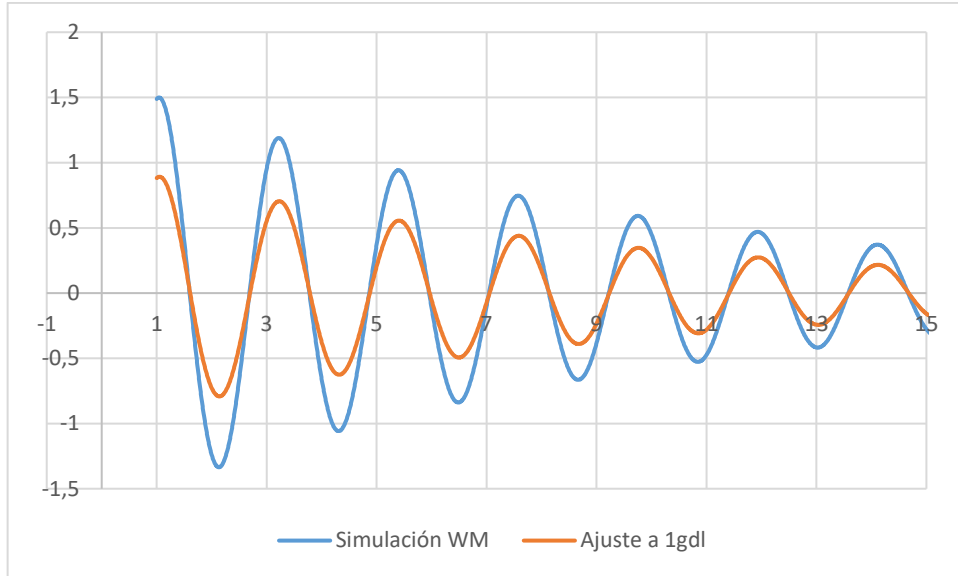


Figura 2.24: Respuesta teórica con fase ajustada para sistema con flujo de aire de 1 GDL

Finalmente, se aprecia que la amplitud ha de ser mayor, por lo que se cambia el valor en Excel de amplitud de 1 a 1.7 m y el coeficiente de amortiguamiento se cambia a 1.3 Ns/m. En la Figura 2.25 se muestra el resultado final del ajuste.

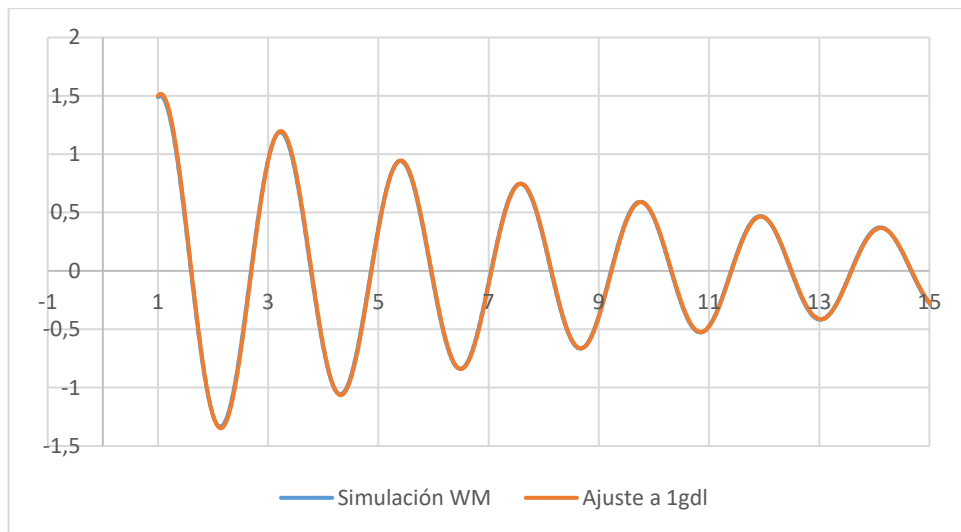


Figura 2.25: Respuesta ajustada para sistema con flujo de aire de 1 GDL

A continuación, se incluye la Tabla 2.3 con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	6 kg
k	50 N/m
A	1.7 m
φ	-1.5 rad
W_n	2.886 rad/s
W_d	2.884 rad/s
c	1.3 Ns/m
ξ	0.037

Tabla 2.3: Parámetros sistema con flujo de aire de 1 GDL

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

A continuación, se muestra la solución a la ecuación diferencial del movimiento para este caso en particular:

$$y(t) = 1.5e^{-0.124t} \text{sen}(2.884t - 1.5)$$

Se repitió la simulación con el mismo esquema de montaje, pero modificando el término viscoso del flujo para tratar de encontrar una relación entre el dato de entrada k, nótese que en este caso k se refiere al parámetro viscoso del flujo debido a que es la terminología que emplea Working Model, y el coeficiente de amortiguamiento c.

Experimentalmente se duplicó el parámetro de flujo k a 1.6 kg/m·s y se obtuvo un coeficiente de amortiguamiento de valor 2.6 N·s/m, el doble que el obtenido con k=0.8 kg/m·s. Asimismo, se redujo el parámetro de flujo a la mitad k=0.4 kg/m·s y se obtuvo un coeficiente de amortiguamiento c= 0.65 N·s/m.

De esta forma queda establecida una relación lineal entre el parámetro del flujo y el coeficiente de amortiguamiento del sistema. Esta relación se expresa de la siguiente forma $c = \frac{13}{8} \cdot k$. En la Figura 2.26 se muestra una representación gráfica de la relación.

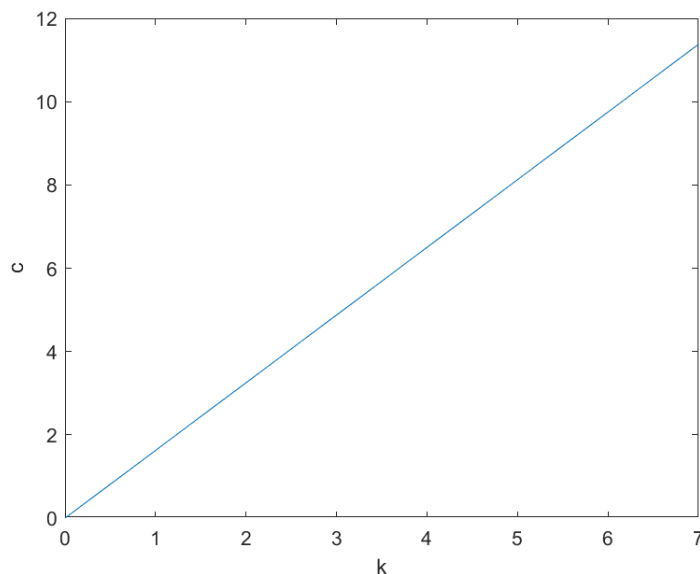


Figura 2.26: Representación gráfica de la relación lineal k - c sistema con flujo de aire de 1 GDL

2.5.2 Sistema discreto de n grados de libertad.

Se va a estudiar un sistema formado por un edificio de pilares elásticos, de masa despreciable, para eliminar los múltiples grados de libertad que estos aportan al sistema global. Sobre el forjado se colocarán disipadores de energía de diferente naturaleza tratando de imitar en la medida de lo posible aquellos disipadores que se usarán con posterioridad en los ensayos experimentales.

En algunos casos no se va a poder calibrar perfectamente las respuestas puesto que se están aproximando sistemas de n grados de libertad a sistemas de 1 grado de libertad.

En este caso el edificio posee una masa de un orden muy superior al disipador por lo que la frecuencia propia del edificio será la que predomine. La introducción del disipador al tener masa y otra frecuencia propia puede superponerse sobre la señal de referencia rizándola.

En la solución general a la ecuación de movimiento (30), el factor de amortiguamiento era un parámetro constante en el tiempo, pero en la práctica esto no ocurre ya que al variar la amplitud de las oscilaciones este factor varía con ella. Para evitar todo un órgano matemático que no es objeto de estudio, en el presente trabajo se determinarán los factores de amortiguamiento en tramos constantes a partir de la primera cresta observable.

2.5.2.1 Estructura de referencia

El esquema montaje del edificio para la simulación es el que se muestra en la Figura 2.27.

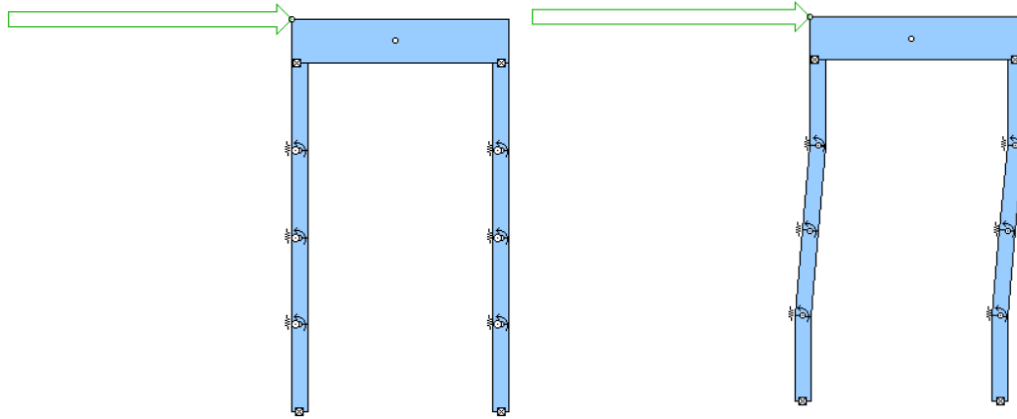


Figura 2.27 Sistema dinámico de referencia en Working Model

Para la realización del edificio de referencia se han empleado dos bloques a los que se les aplica el script de *flexbeam* como se puede apreciar en la Figura 2.28. Este script se realiza para otorgarle elasticidad a los bloques que harán de pilares y permitir que el sistema oscile en la simulación. La fuerza que actúa sobre el forjado es de la misma naturaleza que la mostrada en la Figura 2.9, un impulso.

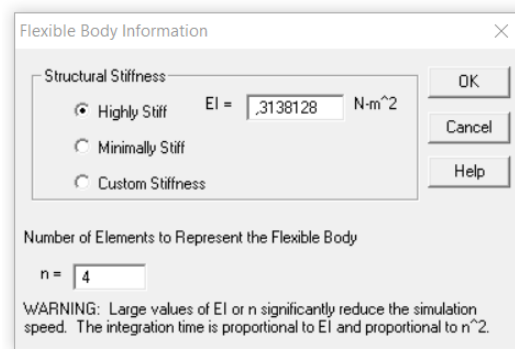


Figura 2.28: Script de *flexbeam* para otorgar elasticidad a los pilares

En primer lugar, se empieza por determinar la frecuencia natural del edificio sin ningún disipador, ya que esa frecuencia va a ser la predominante. El procedimiento a seguir en este apartado se realiza de forma análoga al visto en apartados anteriores por lo que se expondrán las gráficas pre y post ajuste.

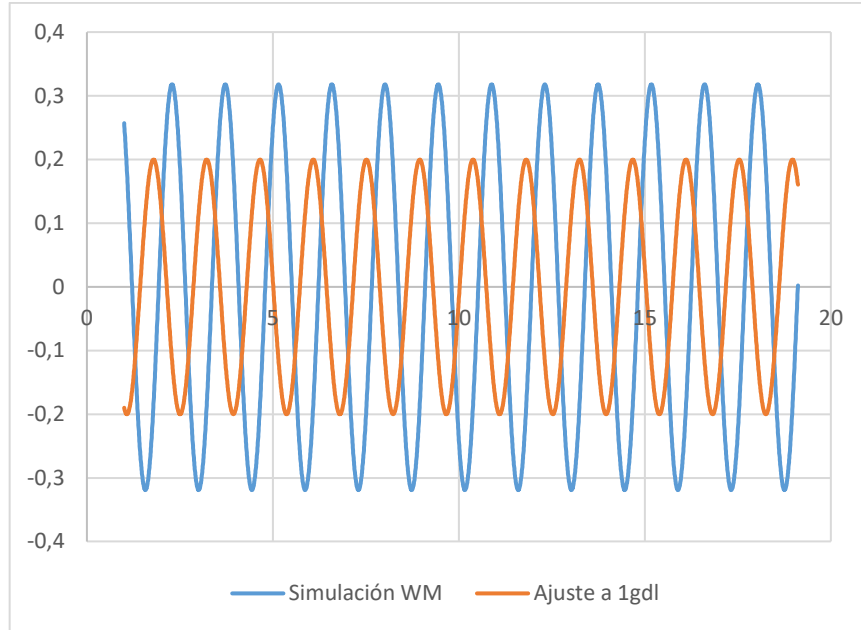


Figura 2.29: Respuesta teórica no ajustada para sistema de referencia

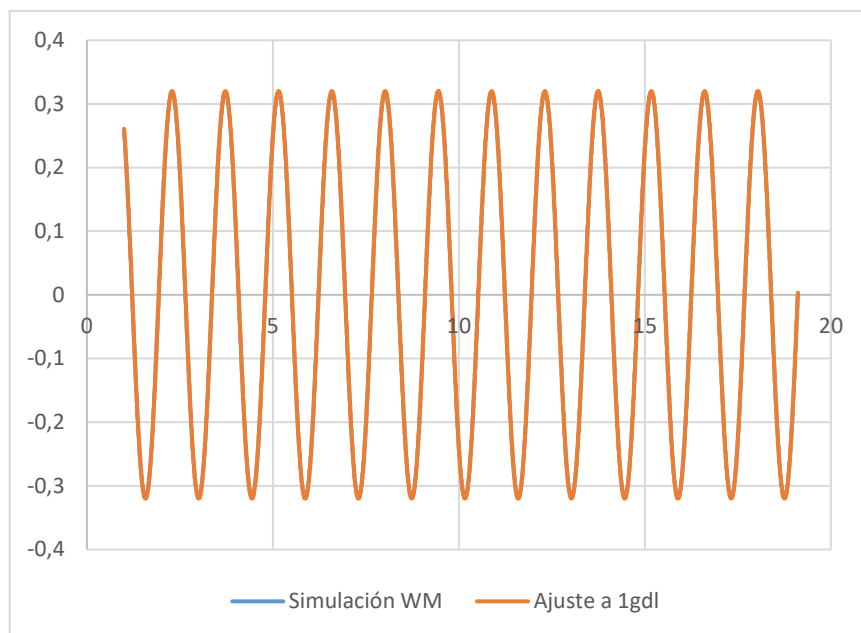


Figura 2.30: Respuesta teórica ajustada para sistema de referencia

El movimiento descrito por la estructura de referencia se corresponde con un movimiento armónico simple de amplitud constante a lo largo del tiempo ya que no hay amortiguamiento en el sistema.

La frecuencia natural de la referencia es de 4.388 rad/s.

Caso A → Amortiguador viscoso

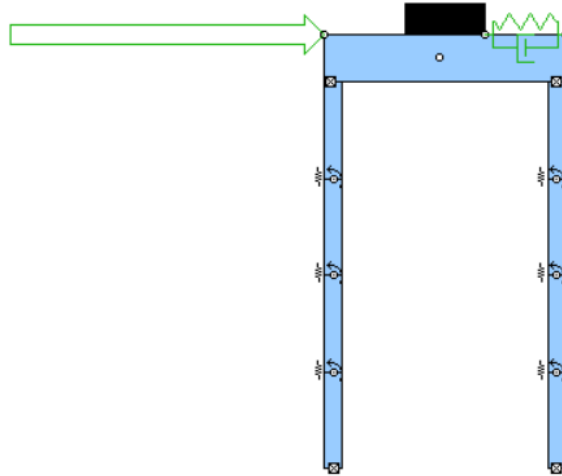


Figura 2.31 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento viscoso en Working Model

El conjunto formado por la unión del edificio de referencia con el disipador de energía se convierte en un sistema de 2 grados de libertad y ya no valdría una sola coordenada para describir el movimiento del sistema. Debido a la dificultad para encontrar una solución mediante la resolución de ecuaciones diferenciales para sistemas de 2 grados de libertad, y puesto que no es el objeto de estudio del trabajo a realizar, se ajustará la respuesta del sistema a una de 1 grado de libertad en consecuencia a una mayor predominancia del primer grado y a las indicaciones del técnico de laboratorio. En este caso concreto el disipador de energía se trata de un TMD al estar sintonizado, como se muestra a continuación.

Para el diseño de los parámetros que conforman el TMD se va a hacer uso de las fórmulas de *denHartog* que relacionan los parámetros del TMD con los de la estructura de referencia.

Estas fórmulas permiten caracterizar los parámetros del TMD de forma sintonizada. Sintonizar se refiere a parametrizar el TMD de forma que durante su movimiento vibratorio el TMD vibre en resonancia, disipando la mayor cantidad de energía posible en forma de ruido o de calor.

Conocidos los parámetros del edificio de referencia se calculan a continuación los parámetros del TMD sintonizado.

$$m_{modo} \rightarrow 10.5 \text{ Kg}$$

$$m_{TMD} \rightarrow 0.5 \text{ Kg}$$

$$W_{modo} \rightarrow 4.388 \text{ rad/s}$$

A partir de estos valores se usan las relaciones adimensionales de sintonizado para calcular los parámetros que caracterizan el TMD.

$$\bar{m} = \frac{m_{TMD}}{m_{modo}} \quad (38)$$

$$W_{opt} = \frac{\sqrt{1-0.5\bar{m}}}{1+\bar{m}} \quad (39)$$

$$W_{opt} = \frac{W_{TMD}}{W_{modo}} \quad (40)$$

$$\xi = \sqrt{\frac{\bar{m}(3-\sqrt{0.5\bar{m}})}{8(1+\bar{m})(1-0.5\bar{m})}} \quad (41)$$

$$\xi = \frac{c_{TMD}}{2m_{TMD}W_{TMD}} \quad (42)$$

A continuación, se muestra una tabla con los valores de los parámetros calculados mediante las fórmulas que se describen arriba.

\bar{m}	0.047
W_{opt}	0.943
W_{TMD}	4.139 rad/s
K	8.566 N/m
ξ_{opt}	0.128
C	0.532 Ns/m

Tabla 2.4: Parámetros del TMD viscoso sintonizado

Los valores subrayados corresponden con los parámetros de rigidez y amortiguamiento, que se introducen en la simulación de Working Model mediante un muelle y un amortiguador viscoso de forma análoga a la vista en el apartado 2.5.1.2, como se aprecia en Figura 2.32.

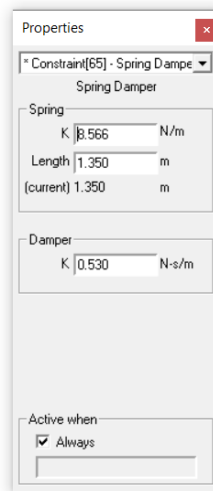


Figura 2.32: Implementación de parámetros óptimos del TMD en Working Model

La importancia de sintonizar correctamente un TMD reside en conseguir el mayor factor de amortiguamiento del conjunto formado por la estructura de referencia más el TMD, ajustando los parámetros de rigidez y amortiguamiento que conforman el TMD. Se puede conseguir un mayor amortiguamiento global con un menor coeficiente de amortiguamiento ya que hay otras variables a tener en cuenta para que se produzca disipación. Es importante que se produzca un movimiento relativo entre el TMD y la estructura durante los periodos de vibración, de lo contrario el TMD no cumpliría con su cometido de disipador.

En las Figuras 2.33, 2.34 y 2.35 respectivamente, se muestra la respuesta del sistema con amortiguadores con diferentes coeficientes de amortiguamiento y constantes elásticas del muelle y una comparativa del movimiento relativo TMD-Estructura para comprender mejor la importancia de un buen sintonizado. La gráfica azul representa la vibración del sistema con el coeficiente de amortiguamiento óptimo que se ha determinado con las fórmulas de *denHartog*, las otras gráficas representan movimientos del sistema con bajo y alto coeficiente de amortiguamiento.

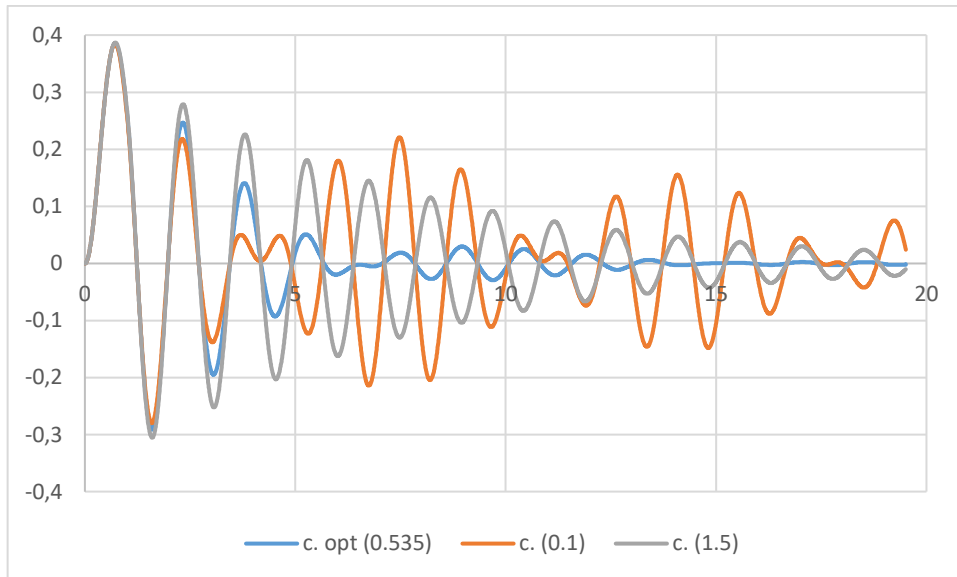


Figura 2.33: Comparación coeficientes de amortiguamiento para amortiguador viscoso

Se concluye que un exceso o carencia de coeficiente de amortiguamiento en el TMD contribuye de manera ínfima a la estabilización de la estructura a como lo hace un TMD con coeficiente óptimo, de aquí se puede extraer la importancia de un buen sintonizado.

En la Figura 2.34 se muestra la oscilación del sistema con diferentes parámetros elásticos del muelle, siguiendo el mismo criterio para el muelle que para el amortiguador que se explicó en la Figura 2.33.

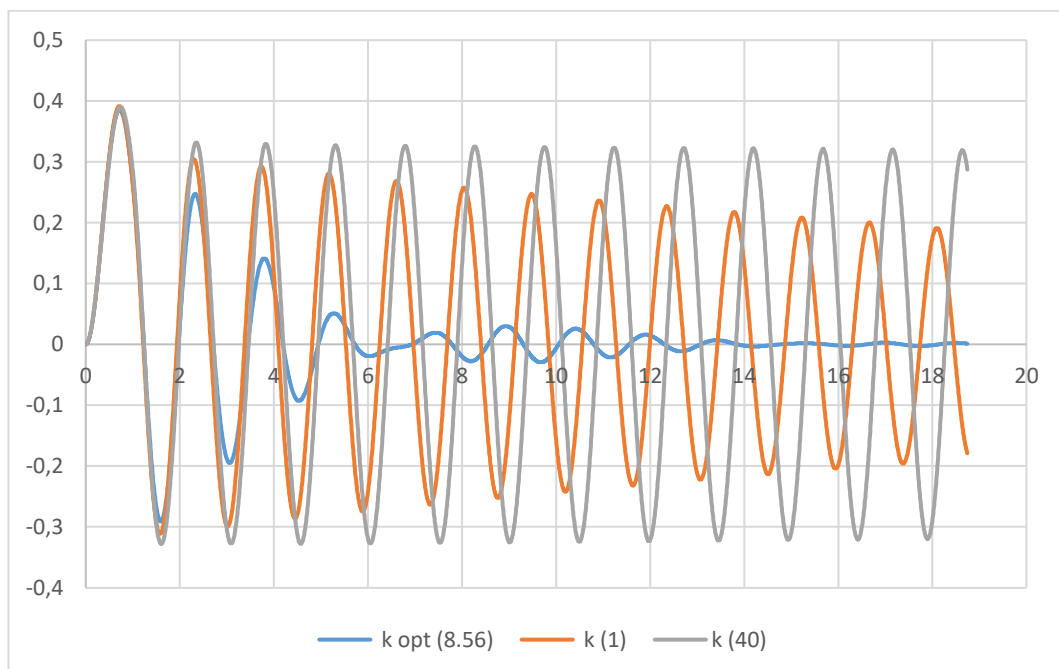


Figura 2.34: Comparación coeficientes elásticos para amortiguador viscoso

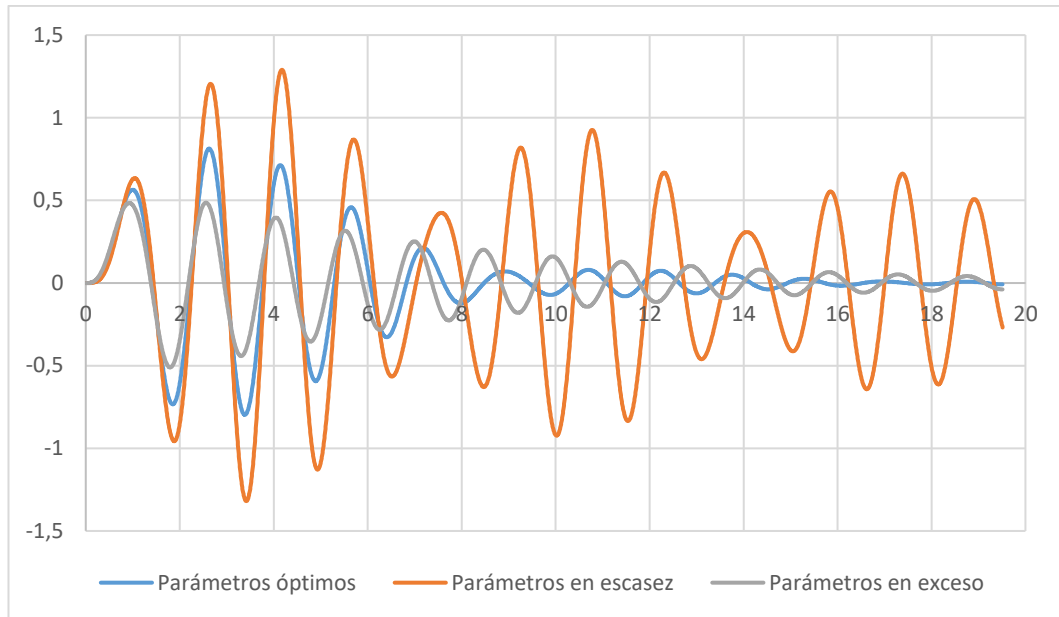


Figura 2.35: Comparación del movimiento relativo con diferentes parámetros para amortiguador viscoso

Se puede observar que el TMD sintonizado mitiga la vibración de manera más rápida y efectiva que los TMDs no sintonizados. Mientras que para los TMDs no sintonizados la respuesta sigue oscilando pasada la franja de los 20 segundos, el TMD sintonizado consigue detener la estructura en ese margen de tiempo, este hecho deja ver la importancia de un correcto sintonizado para mejorar las prestaciones dinámicas y económicas de la estructura, puesto que con menos coeficiente de amortiguamiento se consigue más factor de amortiguamiento.

El TMD sintonizado es aquel que tiene el coeficiente amortiguamiento y la rigidez justa para que se produzca el movimiento relativo estructura-TMD que permita que el dispositivo disipe la mayor cantidad de energía posible. Si se calibra con poco amortiguamiento el TMD, este se desplazará con mucha amplitud a lo largo de la estructura y el amortiguador no será capaz de disipar esa energía. Por el contrario, un calibrado de TMD con un gran amortiguamiento supone una pésima disipación de energía porque el dispositivo se desplazará solidario a la estructura de referencia.

En la Figura 2.36 se muestra el ajuste a 1 grado de libertad que se ha realizado sobre la simulación en Working Model.

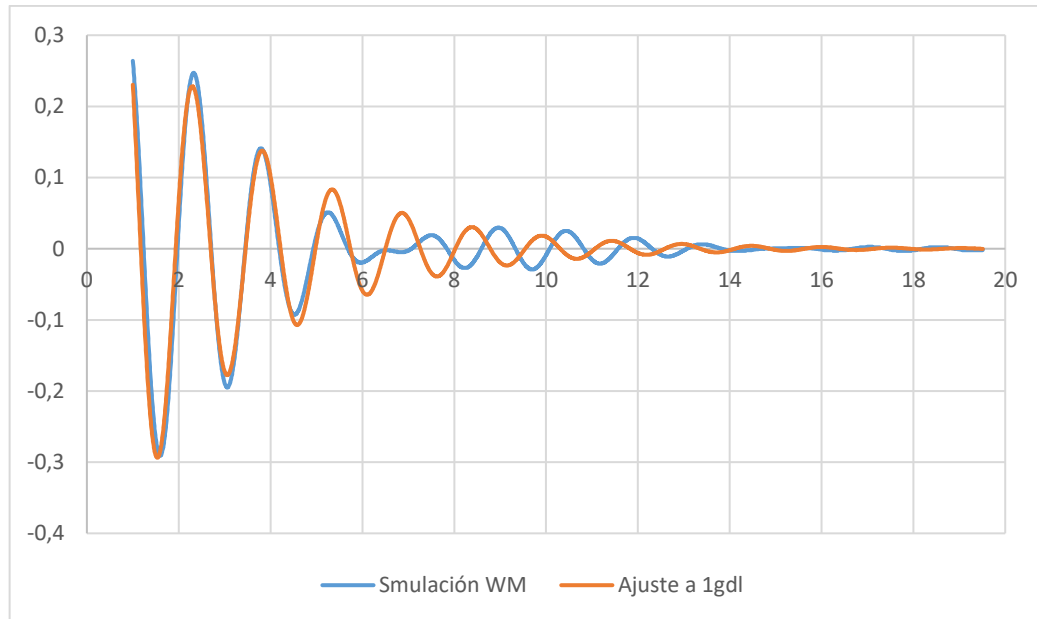


Figura 2.36: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento viscoso

A continuación, se incluye una tabla con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	10.5 kg
k	8.566 N/m
A	0.49 m
φ	-1.7 rad
W_n	4.140 rad/s
W_d	4.127 rad/s
c	0.532 Ns/m
ξ	0.08

Tabla 2.5: Parámetros sistema viscoso de 2 grados de libertad

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

Caso B → Amortiguador por fricción

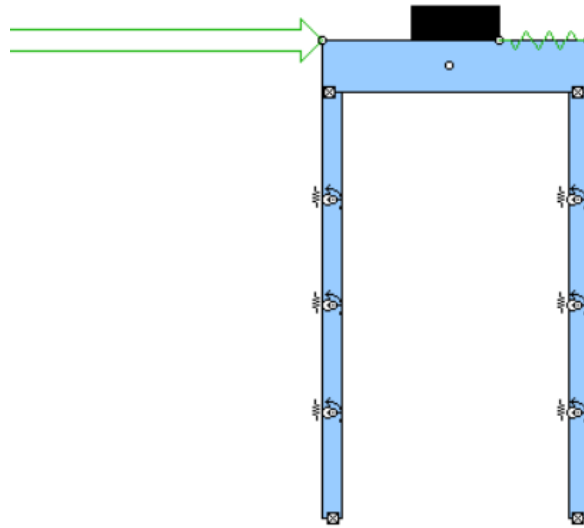


Figura 2.37 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb en Working Model

El montaje consiste en un bloque de la misma masa que en apartados previos, sin embargo, el bloque no tiene un amortiguador acoplado y simplemente oscilará debido al muelle que le adjunta a la estructura.

En este caso el amortiguamiento se va a producir por fricción seca entre superficies, también llamado amortiguamiento de Coulomb. Este tipo de amortiguamiento corresponde a uno de naturaleza no lineal entre superficies rugosas o con insuficiente lubricación. Su valor es constante y siempre opuesto al sentido del movimiento.

La fuerza de disipación por fricción se caracteriza a través del coeficiente dinámico de rozamiento μ_d y la fuerza normal N :

$$F_d(\dot{y}) = \mu_d \cdot N$$

Por tanto, en Working Model se incorpora a la simulación un coeficiente de rozamiento entre el forjado y la superficie de contacto del disipador de energía. Este coeficiente de rozamiento se implementa mediante un desplegable que aparece tras hacer doble click sobre los cuerpos en los que se quiere aplicar, como se puede apreciar en la Figura 2.38. Esta fricción, mientras haya movimiento relativo entre disipador y forjado, disipará energía mecánica del sistema en forma de calor.

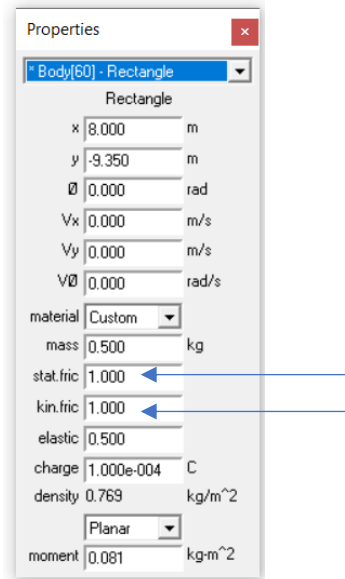


Figura 2.38: Coeficientes de rozamiento en Working Model

A continuación, se muestra la respuesta del sistema durante el free decay de la simulación en las Figuras 2.39 y 2.40.

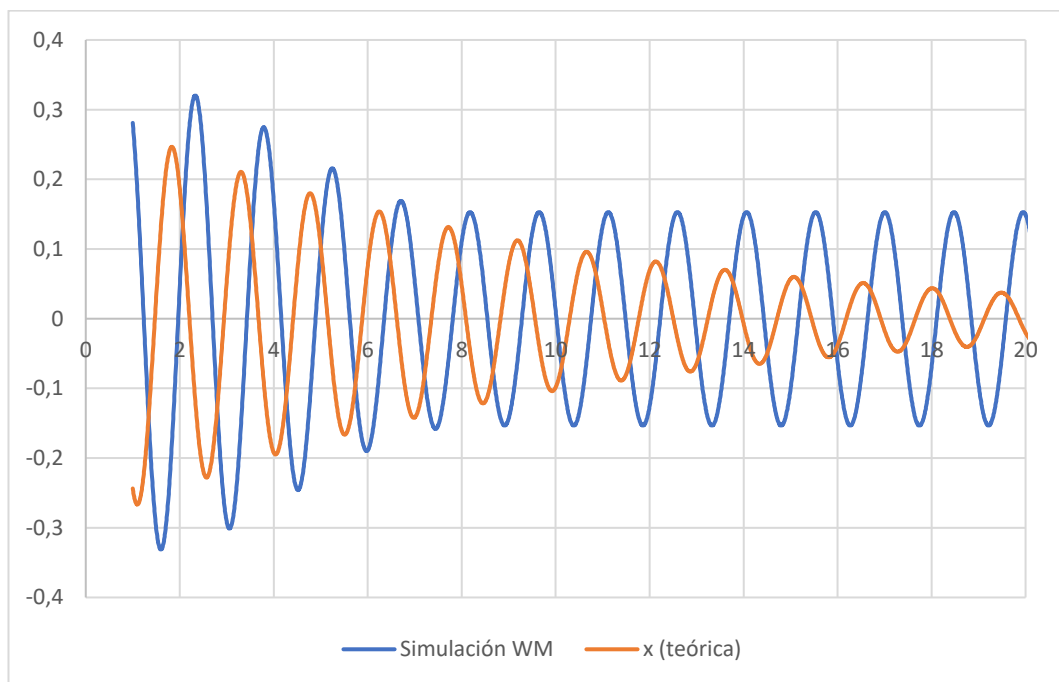


Figura 2.39: Respuesta teórica no ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb

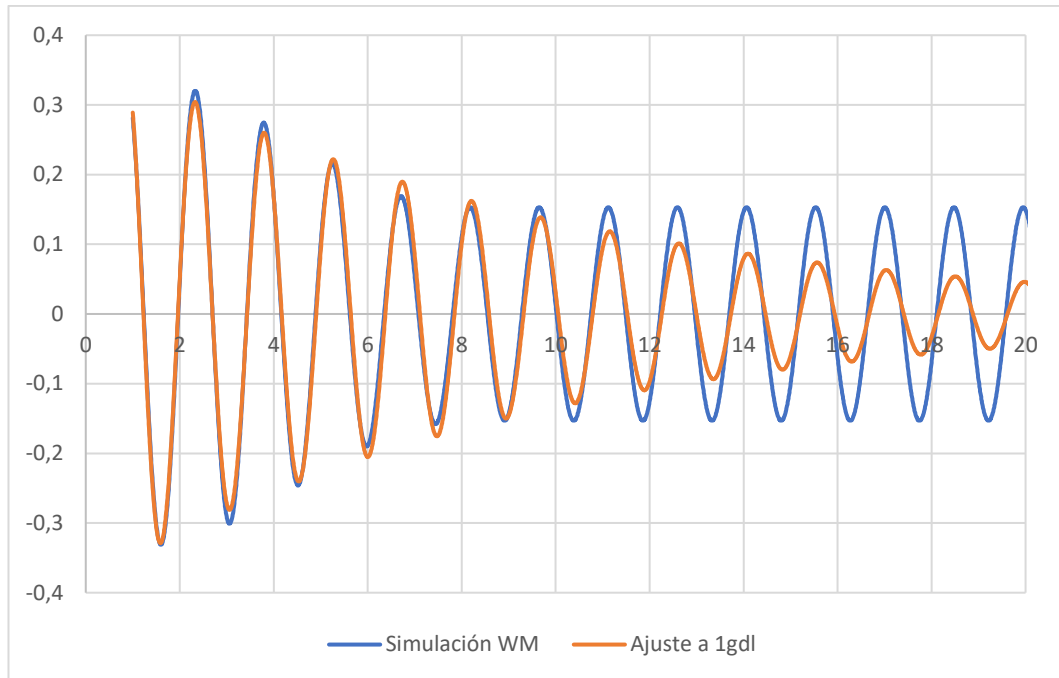


Figura 2.40: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb

A continuación, se incluye una tabla con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	10.5 kg
k	0 N/m
A	0.39 m
φ	-2.1 rad
ω_n	4.272 rad/s
ω_d	4.271 rad/s
c	0 Ns/m
ξ	0.025

Tabla 2.6: Parámetros sistema Coulomb de 2 grados de libertad

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

Se puede observar que a partir de la franja de los 8 segundos el sistema no se amortigua más.

Para que el dispositivo disipe energía por fricción seca se tiene que cumplir que

$$F_d(\dot{y}) > m \cdot a$$

Hasta el instante $t=1.5$ s no se cumple esta condición por lo que el disipador se desplaza solidario a la estructura. A partir de ese instante t el disipador empieza a friccionar sobre el forjado de la estructura disipando energía mediante la conversión de energía mecánica en calor. Cuando se vuelve a cumplir que: $F_d(\dot{y}) < m \cdot a$ el disipador de energía vuelve a desplazarse solidariamente al forjado y la amplitud de las vibraciones se mantienen constantes en el tiempo.

Experimentalmente se trató de obtener una relación entre el valor del coeficiente de rozamiento y el resultado del factor de amortiguamiento. Se tomaron varios puntos del coeficiente de rozamiento comprendidos en un intervalo $[0.15, 0.45]$. Se obtuvieron resultados inconclusos ya que la representación gráfica que se muestra mediante una nube de puntos en la Figura 2.41 no permite establecer relación alguna entre estos parámetros.

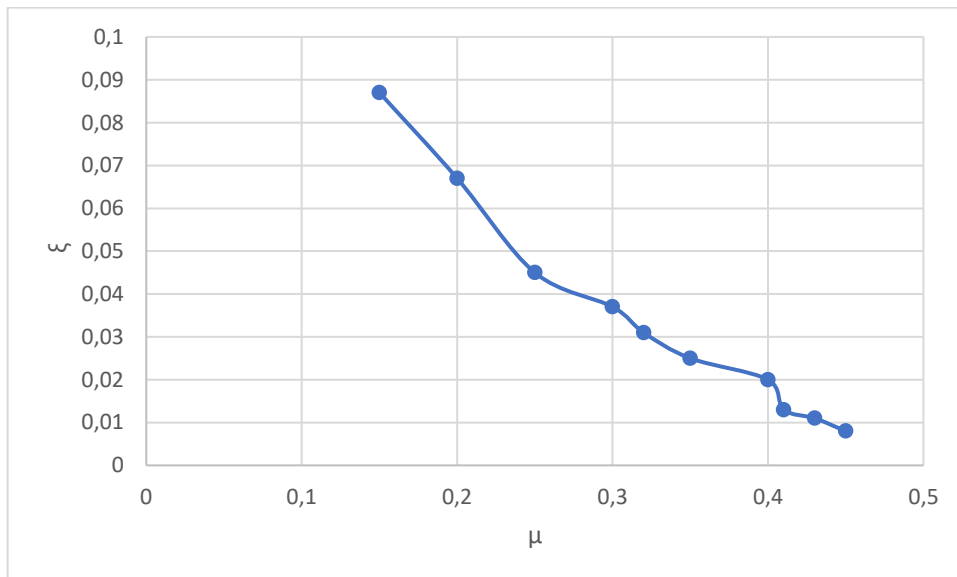


Figura 2.41: Representación gráfica de la relación μ - ξ para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb

En la Figura 2.42 se puede observar como la adición de un flujo transversal mitiga la vibración a pesar de que el disipador de energía se haya detenido.

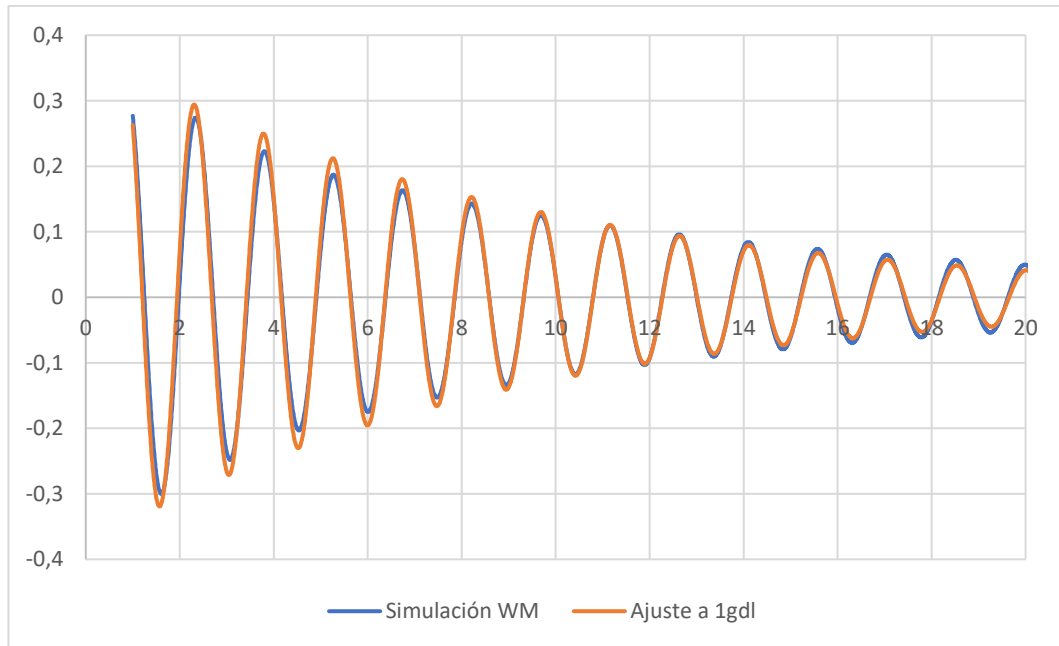


Figura 2.42: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb+aire

A continuación, se incluye una tabla con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	10.5 kg
k	0 N/m
A	0.38 m
φ	-2 rad
W_n	4.259 rad/s
W_d	4.258 rad/s
c	0 Ns/m
ξ	0.026

Tabla 2.7: Parámetros sistema Coulomb+aire de 2 grados de libertad

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

Caso C → Amortiguador por choques inelásticos

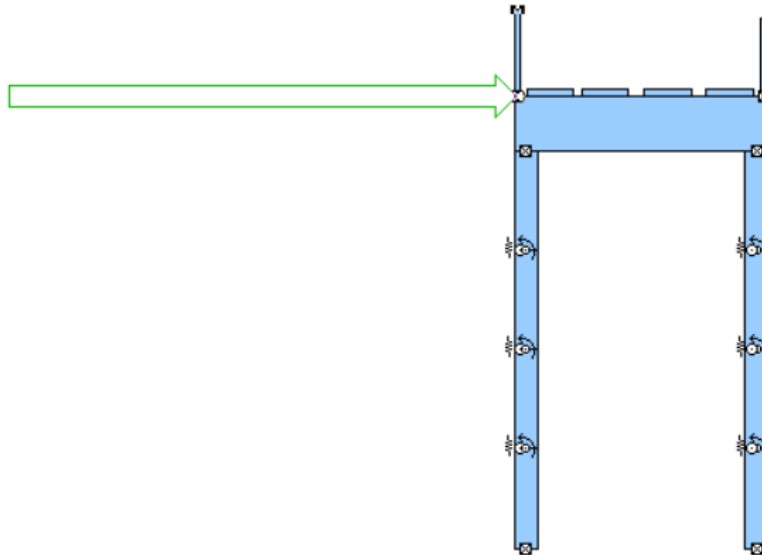


Figura 2.43 Sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por colisión en Working Model

En este caso la disipación de energía se va a producir mediante colisiones inelásticas entre cuerpos que deslizan sobre la superficie del forjado. Como se puede apreciar en la Figura 2.43 se han colocado 4 cuerpos, de forma análoga a la colocación de cualquier otros disipador que se haya simulado, que deslizan sin rozamiento a lo largo del forjado y se les ha dado la característica de sólidos inelásticos.

Se define choque inelástico como aquel en el que las fuerzas internas de los cuerpos implicados realizan trabajo, por tanto, la energía cinética del sistema no permanece constante.

La característica principal de este tipo de choque es la existencia de una disipación de energía, debido a que tanto el trabajo realizado durante la deformación de los cuerpos como el aumento de su energía interna se obtiene a costa de la energía cinética de los mismos antes del choque.

En Working Model se puede modificar este parámetro, siendo el valor 0 perfectamente inelástico y el 1 perfectamente elástico, en la ventana de *Properties* de cada *body*. Esta ventana se puede observar en la Figura 2.44.

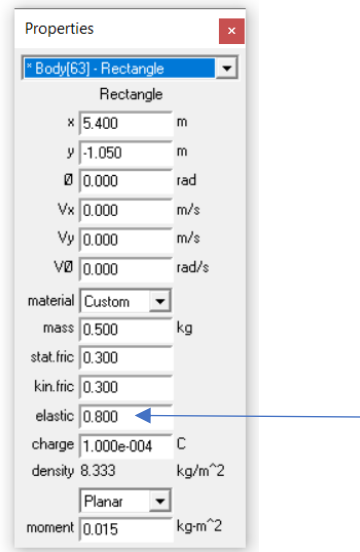


Figura 2.44: Implementación condición inelasticidad de un cuerpo en Working Model

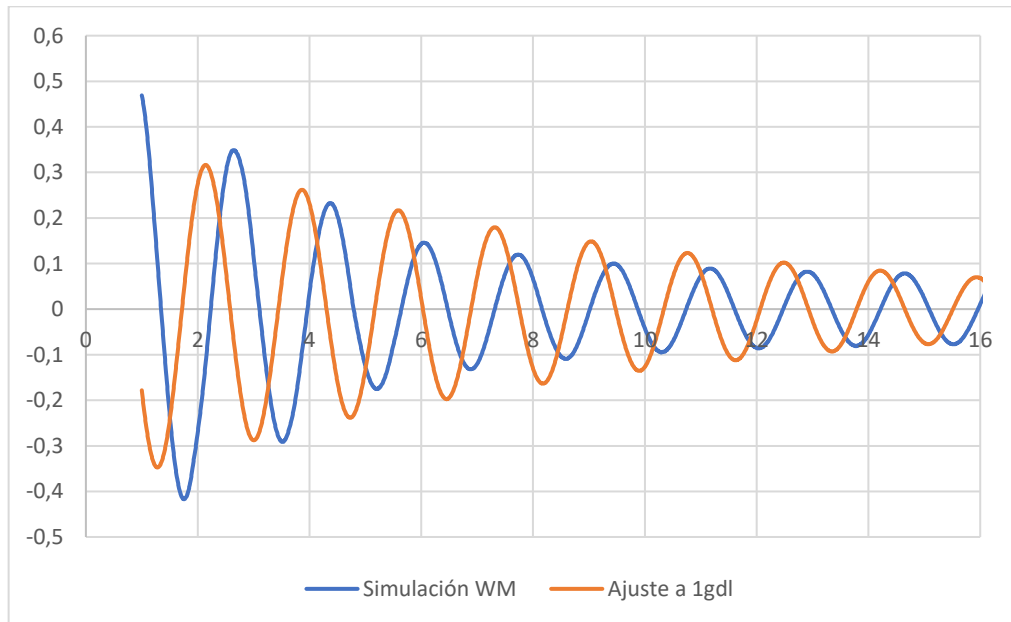


Figura 2.45: Respuesta teórica no ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por choques inelásticos

La disipación de energía se produce siempre que haya colisiones entre los cuerpos que se han colocado sobre la superficie del forjado de la estructura de referencia, a partir del intervalo de los 11 segundos se puede observar como la amplitud de la oscilación en referencia a la gráfica proporcionada por la simulación de Working Model no se amortigua más, esto se debe a que los cuerpos que podrían colisionar han perdido toda su energía cinética.

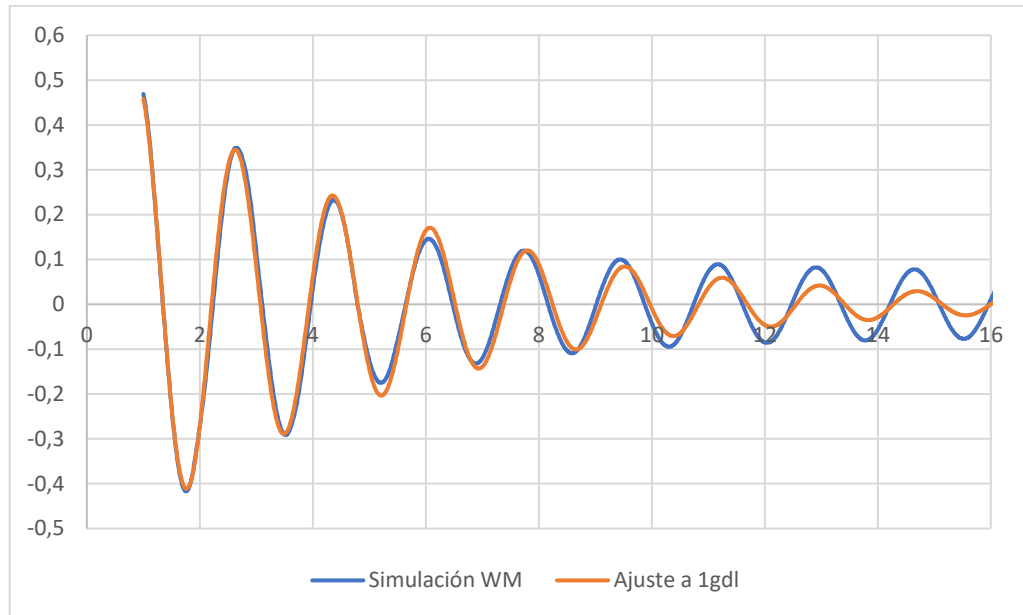


Figura 2.46: Respuesta teórica ajustada para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento por choques inelásticos

A continuación, se incluye una tabla con los parámetros característicos del movimiento vibratorio simulado.

m	10.5 kg
k	0 N/m
A	0.38 m
φ	-2 rad
ω_n	4.259 rad/s
ω_d	4.258 rad/s
c	0 Ns/m
ξ	0.026

Tabla 2.8: Parámetros sistema de colisiones inelásticos de 2 grados de libertad

Los valores en verde corresponden a los datos que se introducen en la simulación de Working Model o son datos obtenidos mediante las ecuaciones dinámicas descritas en este capítulo, mientras que los valores en azul son aquellos que sirven para ajustar el sistema de 1 grado de libertad en Excel.

Experimentalmente se trató de conseguir una relación entre el factor inelástico de los cuerpos involucrados en las colisiones y el factor de amortiguamiento. Se concluyó que, sin variar la masa de los cuerpos involucrados, el factor inelástico del cuerpo tenía poca influencia en el factor de amortiguamiento. Para ello se cogieron valores del factor inelástico en un rango desde [0.1,1] con un paso de 0.1. En la Figura 2.47 se muestra una representación gráfica del factor de amortiguamiento frente al factor elástico del cuerpo.

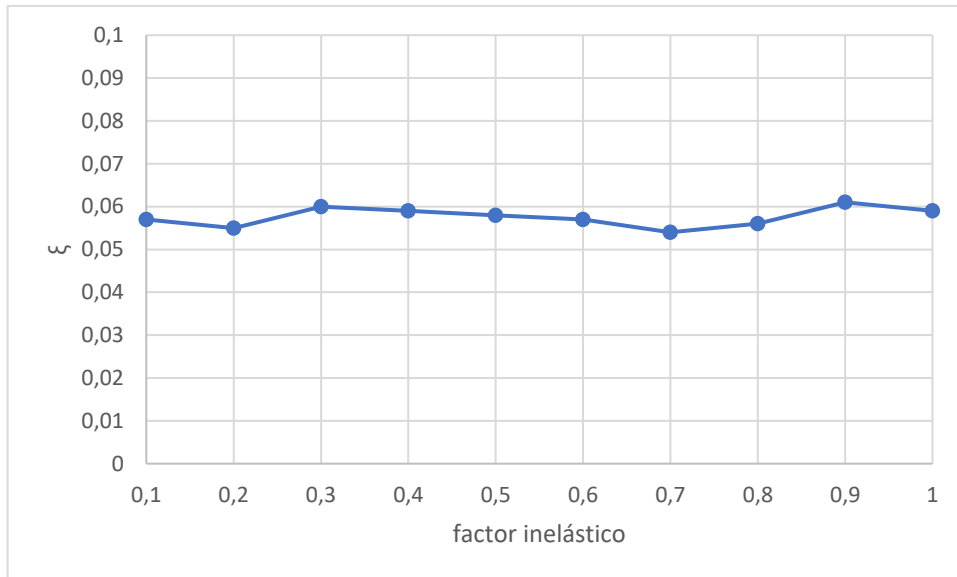


Figura 2.47: Representación gráfica de la relación factor inelástico- ξ para sistema de 2 grados de libertad con amortiguamiento de Coulomb

Capítulo III

3. BANCO DE ENSAYOS

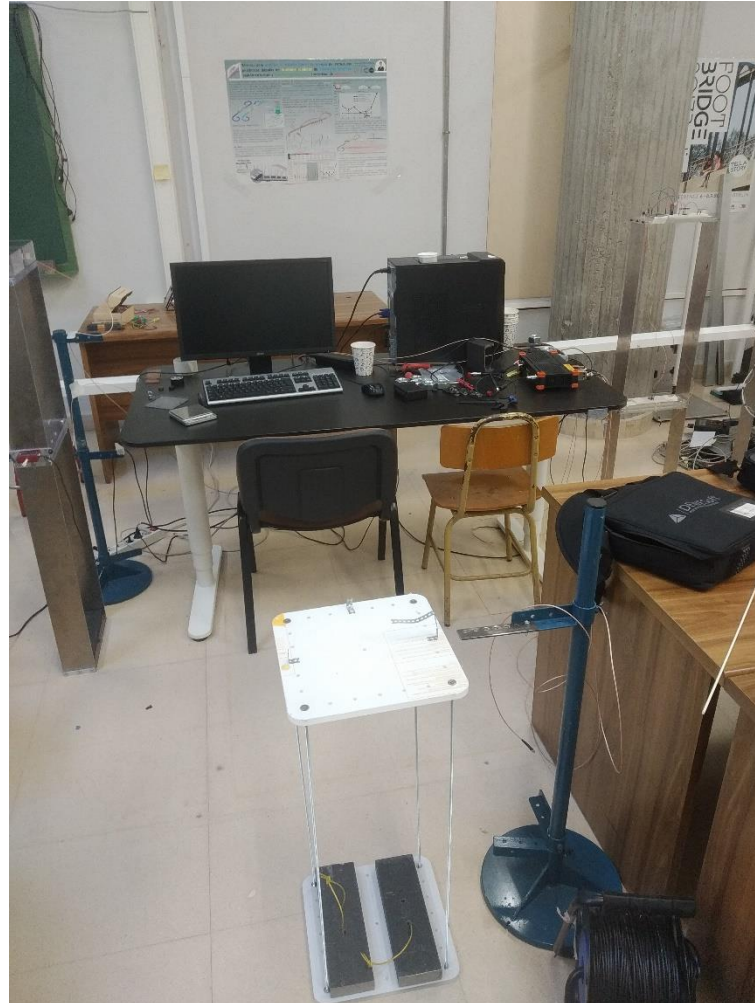


Figura 3.1: Banco de ensayos

A lo largo del presente capítulo se explicarán todos los elementos de diferente naturaleza que conforman el banco de ensayos el cual permite la realización de los experimentos pertinentes.

Para la recogida de datos experimentales se van a necesitar los siguientes elementos: maqueta de edificio multidireccional, acelerómetro, disipadores de energía, tarjeta de adquisición de datos SIRIUS y software de visualización y procesado DEWesoft. A continuación, se explicará con detalle cada elemento, su función y conexión en caso de requerirla.

3.1 Maqueta de edificio multidireccional

La maqueta multidireccional es el modelo presente en laboratorio por el que se ha optado tras consensuarlo con el técnico de laboratorio.

La maqueta está formada por dos placas taladradas de metacrilato que harán de solera y forjado. La unión entre el forjado y la solera se realiza mediante 4 varillas roscadas de acero que ejercerán de pilares. En la Figura 3.1 se puede ver la maqueta y en la Figura 3.2 se puede observar su diseño en Catia V5 [6].

Se han colocado unos pesos en la solera para que permanezca inmóvil durante los ensayos siendo el forjado la parte móvil de la estructura.

La altura del módulo que se va a utilizar para los ensayos experimentales es de 750 mm.

El movimiento que seguirá el sistema durante los ensayos es el denominado *free decay* o caída libre. El *free decay* consiste en llevar el forjado o soporte móvil a una determinada amplitud, dicho límite está marcado por un final de carrera para homogenizar las condiciones iniciales de todos los ensayos, como se puede observar en la Figura 3.3, soltar en esa posición y dejar que el sistema decaiga hasta su posición de equilibrio.

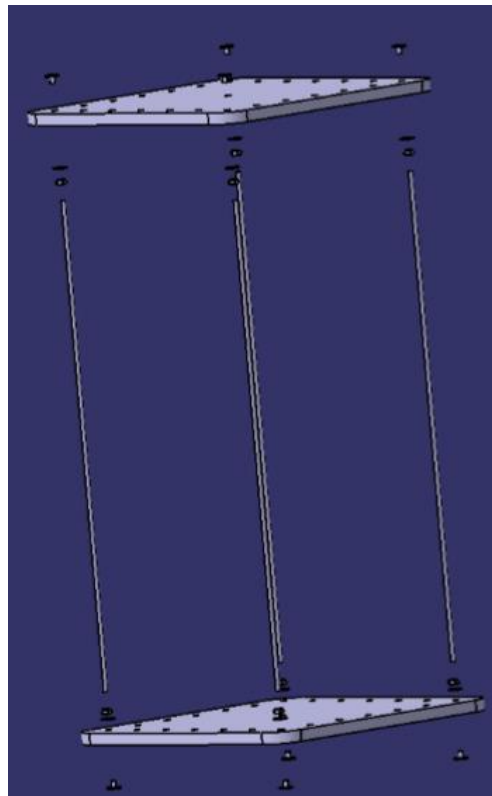


Figura 3.2: Diseño de la maqueta multidireccional en Catia V5

Con la intención de caracterizar cada ensayo bajo unas condiciones iniciales iguales se ha colocado un final de carrera, consistente en una placa metálica de altura variable sobre un cilindro soporte, desde el que dejar oscilar la maqueta libremente, como se puede ver en la Figura 3.3.



Figura 3.3: Disposición del final de carrera

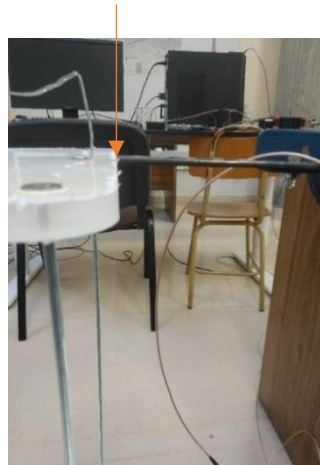


Figura 3.4: Detalle final de carrera

3.2 Equipos de instrumentación

En este apartado se recogen los diferentes equipos de medición utilizados para registrar el movimiento. Este registro del movimiento del sistema en forma de señal se procesará en última instancia con el objetivo de obtener los resultados del factor de amortiguamiento.

3.2.1 Acelerómetros

Un acelerómetro es un transductor cuya salida es proporcional a la aceleración. Es un dispositivo muy común capaz de medir la aceleración de un punto perteneciente a un sistema en movimiento.

El acelerómetro que se va a utilizar en este trabajo es del tipo piezoeléctrico y dentro de esta categoría es de naturaleza cortante. Al ser piezoeléctrico su funcionamiento se basa en las propiedades de estos materiales, los cuales producen una corriente eléctrica cuando se encuentran sometidos a fuerzas externas, debido a los cambios que experimenta su estructura cristalina fruto de las fuerzas a las que se encuentra sometida la red cristalina. Para el cálculo de la aceleración, la corriente generada se convierte en un voltaje de baja impedancia por ser este acelerómetro un IEPE (Integrated Electronic Piezo Electric). Y, por ser de tipo cortante, la salida eléctrica del elemento piezoeléctrico es proporcional al cambio de ángulo de corte. Este tipo de acelerómetros se caracterizan por tener una alta relación sensibilidad-masa, una relativa alta frecuencia de resonancia y un buen aislamiento a las deformaciones de la base y a los transitorios de temperatura debido al buen encapsulado de acero inoxidable.

Se ha anclado al forjado una banda perforada en forma de L que servirá de soporte para el acelerómetro como se puede observar en la Figura 3.5. Para una perfecta sujeción del acelerómetro al forjado se utiliza un imán de neodimio, como el de la Figura 3.6 en cuya parte superior hay un elemento roscado para unirse al acelerómetro.



Figura 3.5: Maqueta edificio multidireccional



Figura 3.6: Detalle de la colocación del acelerómetro



Figura 3.7: Imán para la colocación del acelerómetro

El acelerómetro es de la marca METRA MMF, del tipo KS76.C100, como el de la Figura 3.8, y su número de serie es 19032.



Figura 3.8: Acelerómetro KS76.C100

El acelerómetro se encuentra conectado a uno de los puertos de entrada del hardware Sirius, el cual se encargará de registrar la señal del movimiento del sistema, mediante un adaptador específico para sensores de tipo IEPE como es el modelo DSI-ACC 0.16 Hz de 9 pines que se muestra en la Figura 3.9.



Figura 3.9: Adaptador DSI-ACC 0.16 Hz

3.2.2 Equipo de registro de señal

Para llevar de los datos recogidos por el acelerómetro a un ordenador se ha utilizado el hardware SIRIUS HD-STG del fabricante DEWEsoft. Para registrar estos datos se ha utilizado el software DEWEsoft X3 proporcionado también por el mismo fabricante, el cual permite exportar los datos recogidos por el acelerómetro para posteriormente procesarlos en EXCEL, empleando el método de ajuste seguido a lo largo de las simulaciones teóricas explicadas en el capítulo 2 y, de esta forma, calcular el factor de amortiguamiento. [4].

- SIRIUS HD-STG

Para la recogida de datos, de entre todos los tipos diferentes hardware que se encontraban en el laboratorio, se ha elegido el modelo SIRIUS HD-STG, como el de la Figura 3.10.



Figura 3.10: SIRIUS HD-STG

Como se puede observar en la Figura 3.10, la parte trasera del dispositivo consta de 16 canales de entrada del tipo D-SUB hembra de 9 pines. En el canal 6 se conectará el acelerómetro del soporte móvil, como se puede ver en la Figura 3.11. En los canales 1,2 y 16 estaban conectados dos acelerómetros y una célula de carga que ha usado un compañero para su proyecto.

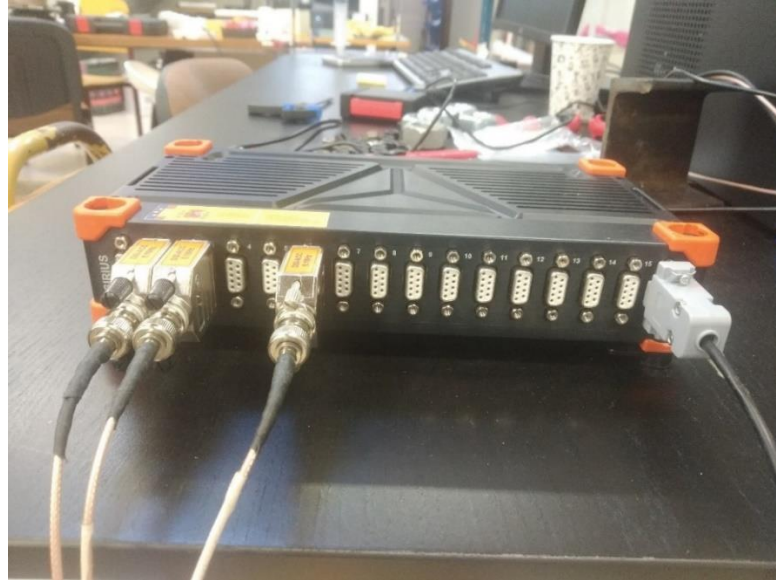


Figura 3.11: Conexión del acelerómetro

Por otro lado, la parte frontal consta de diferentes puertos como se muestra en la Figura 3.12.

- Entrada de la alimentación de corriente.
- Salida tipo USB para conectar el SIRIUS al ordenador.



Figura 3.12: Conexiones frontales

- DEWesoft X3

El propio fabricante, DEWesoft, proporciona un software propio compatible para procesar los datos recogidos por el SIRIUS durante la realización de los ensayos y en este proyecto se va a utilizar el software DEWesoft X3 de 64 bits. El software está compuesto por dos módulos principales, uno se encarga de medir y el otro de analizar los datos registrados.

El módulo encargado de las mediciones, el cual recibe el nombre de *Measure* en la interfaz del programa, permite configurar los sensores dentro del *Chanel Setup*, como se ve en la Figura 3.13.

En esta misma ventana se puede configurar la frecuencia de muestreo para el registro de datos. Para los ensayos que se van a realizar se ha estimado oportuno tomar una frecuencia de banda de 100 Hz como valor óptimo.

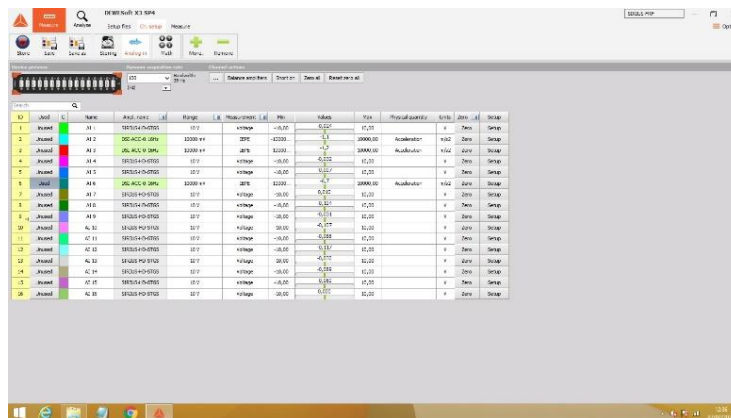


Figura 3.13: Captura del módulo *Chanel Setup*

Se puede filtrar la señal para suavizar los picos de las ondas y minimizar el ruido residual para obtener una señal con la que sea más fácil trabajar.

Los valores y el tipo de filtro se han elegido acorde a la decisión del técnico de laboratorio y se pueden escoger a través del desplegable *Setup* dentro del *Chanel Setup*, como se observa en la Figura 3.14.

En primer lugar, en la opción de *Low-pass filter* se ha elegido una frecuencia de 10 Hz, el filtro elegido es del tipo *Butterworth* de octavo orden. Este filtro va a permitir que la señal registrada por el SIRIUS pueda ser visualizada sin ruido. Cabe destacar que todos los valores elegidos han sido decisión del técnico de laboratorio [5].

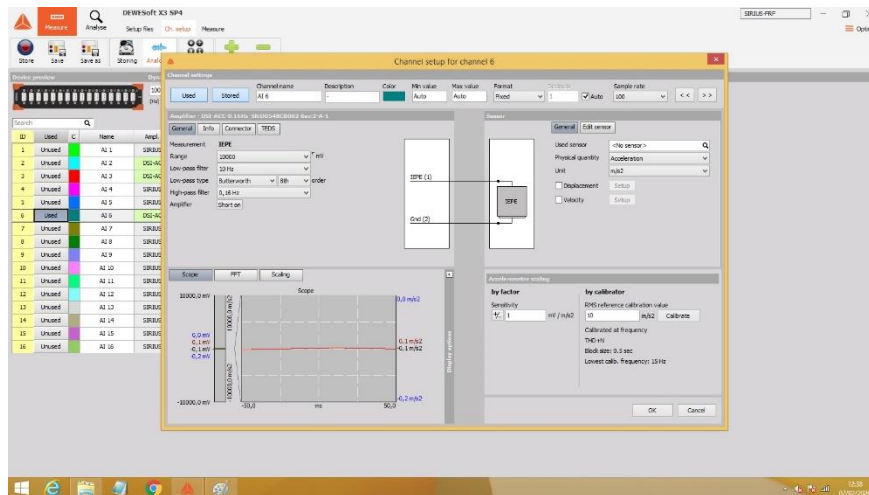


Figura 3.14: Captura del Setup

Dentro del módulo de *Measure* también se puede visualizar en tiempo real todos los datos que recoge el acelerómetro conectado al SIRIUS, Figura 3.15, estos datos se pueden guardar con la opción de *Store* dentro de la ventana *Recorder*. En este caso, la gráfica muestra la señal en tiempo real del acelerómetro para el caso del disipador de placas de cobre [4].

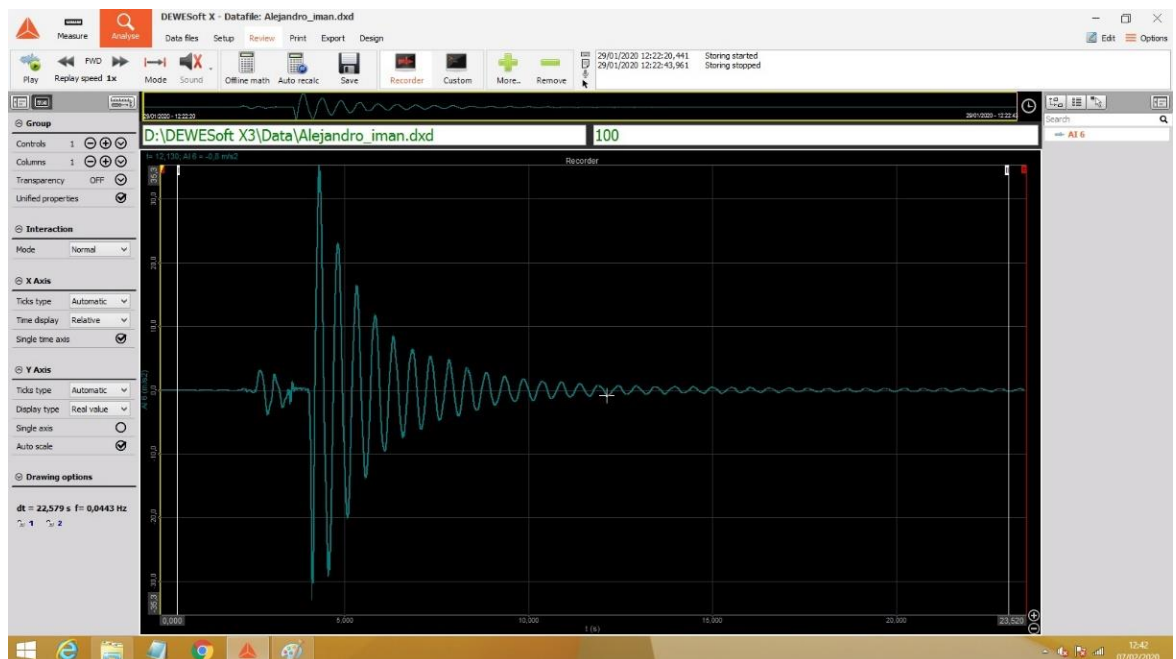


Figura 3.15: Captura del módulo Recorder

El módulo para analizar los datos, el cual recibe el nombre de *Analyse* dentro del programa, permite exportar los datos recogidos con el módulo *Measure*, usando el script llamado *Export* dentro del módulo *Analyse*, a otros formatos como, por ejemplo, *.txt* o *.xlsx*. Así podrán ser leídos por otros programas como Excel o Matlab y poder post procesarlos para calcular el amortiguamiento de los distintos disipadores de energía.



Como complemento en el Anexo A se recoge una guía básica con las características técnicas principales del SIRIUS HD-STG. Para más información, el fabricante en su web proporciona un manual completo del funcionamiento del programa

3.3 Diseño de experimentos

En este apartado se recogen los diferentes experimentos realizados con disipadores de energía para el cálculo del amortiguamiento del sistema. A continuación, se explicará su diseño y concepción, sus características y dimensiones.

3.3.1 Disipadores de energía

Los disipadores de energía son dispositivos mecánicos con movimiento de sólido rígido que se acoplan a una estructura con el objetivo de disminuir su respuesta dinámica y acomodarla a una prestaciones de servicio fijadas por la normativa legal vigente.

Para los diferentes ensayos realizados en este trabajo se han utilizado diferentes disipadores de energía, algunos se han diseñado utilizando materiales que se encontraban en el laboratorio de una manera más básica, otros se han obtenido mediante un diseño en el entorno de Catia V5 y su posterior impresión en 3D. A continuación, se realizará una breve descripción de los diferentes disipadores usados durante los ensayos.

Los resultados y el post procesamiento de los datos se van a mostrar a lo largo del capítulo 4 siguiendo el esquema del índice.

3.3.2 Configuración inicial

La prueba número 1 consiste en la caracterización inicial de la maqueta del edificio sin la colocación de ningún disipador de energía. La configuración del experimento es la misma que la que se dijo en el apartado 3.1 y se puede ver en la Figura 3.5.

3.3.3 Amortiguación disipador unidireccional

Este tipo de amortiguación se produce, como ya se ha explicado en el apartado de simulación en el capítulo 2, como consecuencia de choques inelásticos de las bolas que circulan por los canales contra las paredes del disipador.

En la Figura 3.16 se puede apreciar su concepción en Catia V5, mientras que en la Figura 3.17 se puede observar el resultado final obtenido tras su impresión 3D. En el Anexo D se muestran los planos del disipador en Catia V5.

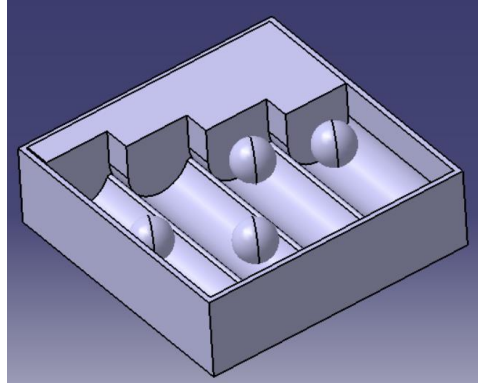


Figura 3.16: Diseño disipador unidireccional Catia V5

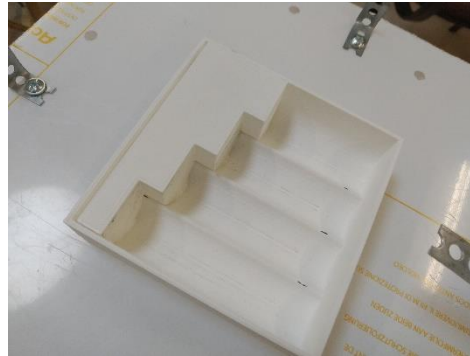


Figura 3.17: Disipador unidireccional

Para mejorar el factor de amortiguamiento se han recubierto las zonas de impacto con materiales disipadores. Se ha utilizado dos tipos de recubrimientos diferentes. En primer lugar, se ha utilizado un recubrimiento viscoelástico, este recubrimiento tiene como ventajas que presenta propiedades tanto viscosas como elásticas, en segundo lugar, se ha utilizado un aislamiento contra impactos de la marca Sylodamp del fabricante Getzner, este aislamiento está conformado por un material elástico de poliuretano con estructura de células mixtas. Un objetivo secundario de este trabajo será la comparación de los dos aislamientos utilizados para comprobar cual tiene mayor capacidad de amortiguamiento.

El diseño se ha realizado sobre un tocho de dimensiones 100x100x30 mm sobre el que se han realizado varias operaciones de vaciado y rebajes hasta obtener la forma anteriormente mostrada.

A continuación, en la Figura 3.18 se muestra su colocación en el forjado, para ello se ha utilizado cinta de doble capa para que permanezca fijo, y los dos tipos de recubrimientos que se han citado con anterioridad.

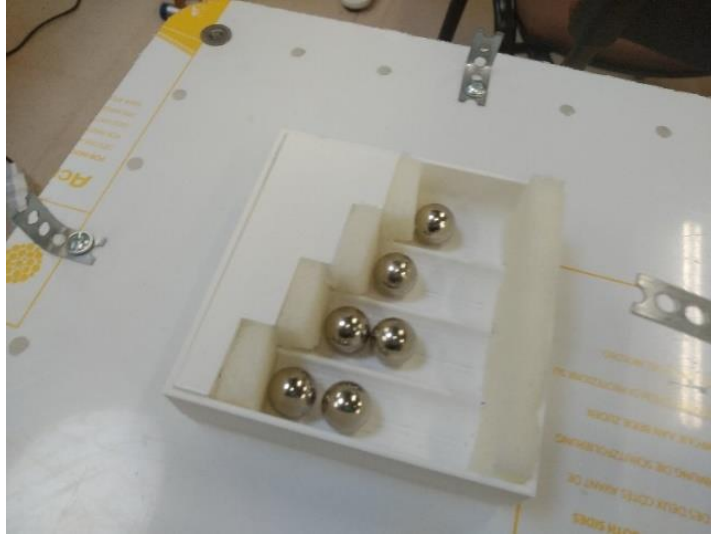


Figura 3.18: Disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico

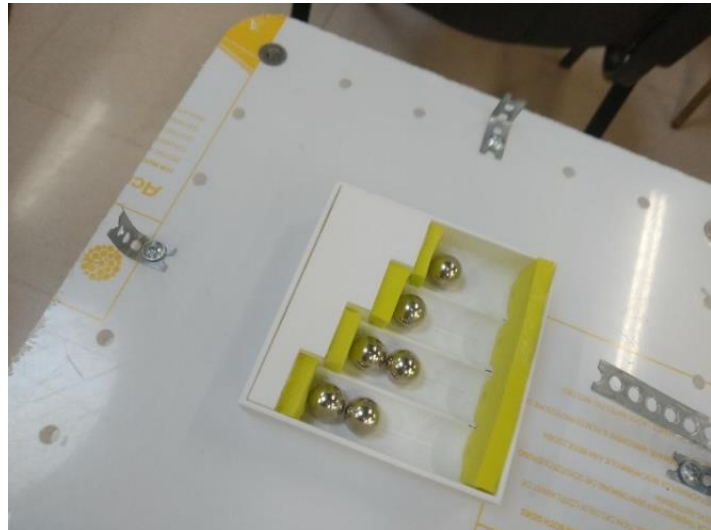


Figura 3.19: Disipador unidireccional con recubrimiento de poliuretano

3.3.4 Amortiguación magnética

Se ha ensayado un diseño de disipador magnético formado por una placa de cobre que desliza junto una tapa de plástico sobre bolas y un imán de neodimio de gran potencia que, por inducción magnética entre el imán y la placa de cobre, amortigua el movimiento, como se aprecia en la Figura 3.20.



Figura 3.20: Disipador magnético

Se ha tratado de simular el movimiento que tendría una placa de cobre sobre una mesa de rodillos de bola, como la mesa marca Gura del fabricante Kaiser+Kraft que se puede ver en la Figura 3.21.



Figura 3.21: Mesa de rodillos

Debido a que la distancia entre el imán y la placa de cobre se puede regular manualmente a través de la banda perforada, se ha decidido colocar el imán lo más cerca posible de la placa de cobre sin que llegue a haber contacto alguno entre estos elementos. De esta forma la fuerza magnética producida por el movimiento relativo de la placa de cobre respecto del imán será mayor cuanto más cerca se encuentren, pero sin estar unidos, y de esta forma el amortiguamiento también será mayor.

3.3.5 Amortiguación por fricción seca

En este caso se va a ensayar el amortiguamiento de Coulomb o de fricción seca. Como se explicó en el capítulo 2, la disipación de energía se produce en forma de calor debido al movimiento relativo de dos superficies sólidas en contacto.

Para su montaje se han empleado un recipiente de plástico sobre el que se coloca una tuerca de gran tamaño, como se puede observar en la Figura 3.22, para que friccione cuando el edificio oscile, puesto que el recipiente está adherido a la estructura con cinta aislante de doble capa. Se le ha añadido al diseño sendos imanes para, mediante unos clips, unir la tuerca a una goma que recubre el perímetro del recipiente, otorgándole ciertas propiedades elásticas al diseño sobre las que no se indagará por no ser objeto del presente estudio y para que esta se ubique en el centro y no choque.

Todos los diseños se compararán finalmente con la referencia otorgada por la configuración inicial para poder observar muy visualmente el amortiguamiento aportado por los diferentes disipadores. Sin embargo, para este caso los resultados proporcionados por el disipador no concordaban con aquellos que otorgaba la referencia, por lo que la configuración inicial para este caso en particular se realizó con la tuerca fijada a la superficie del forjado.

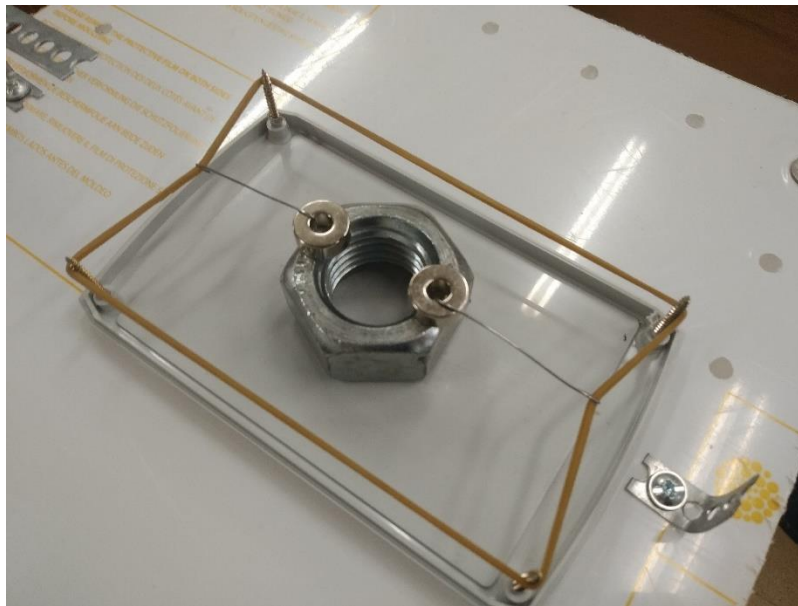


Figura 3.22: Disipador por fricción seca

3.3.6 Amortiguación por colisiones

Este ensayo se va a realizar con un disipador formado por un recipiente de plástico en el que se introducen bolas de diferentes diámetros y materiales, como se puede apreciar en la Figura 3.23.

Como se explicó en el capítulo 2 la energía mecánica del sistema disminuirá a la par que la energía interna del sistema aumentará debido a la naturaleza inelástica de los choques.



Figura 3.23: Disipador por colisión

3.3.7 Amortiguación disipador esférico

El diseño está formado por dos piezas, una pieza base y una tapa que chocará con las paredes de la pieza base. Para conseguir que se produzcan estas colisiones al desplazar la maqueta del edificio de su punto de equilibrio, se realizan 4 agujeros concéntricos en tapa y base en forma de casquetes esféricos de poca profundidad, entre tapa y base se colocarán cuatro bolas que rodarán por los agujeros en busca del punto de equilibrio. Fruto de estos movimientos de las bolas, la tapa chocará en la dos direcciones de un plano paralelo al suelo disipándose energía debido al recubrimiento acolchado y a la naturaleza inelástica del choque. En el Anexo E se muestran los planos del disipador en Catia V5.

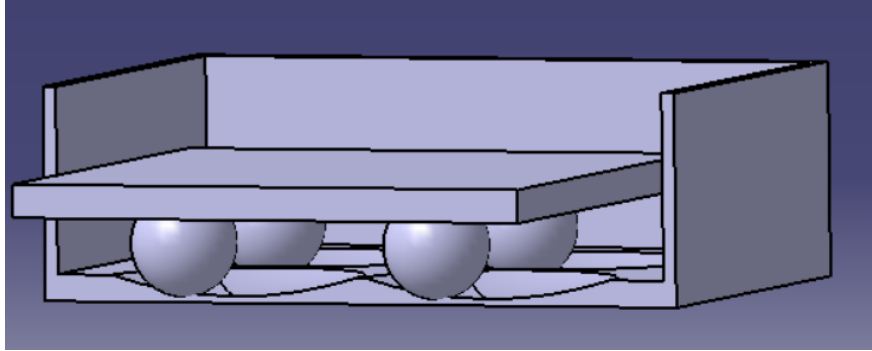


Figura 3.24: Vista en corte del diseño del disipador esférico en Catia V5

Su construcción se ha realizado mediante impresión 3D de un diseño en CATIA V5 como se puede observar en la Figura 3.24.

El diseño se ha realizado sobre un tocho de dimensiones 100x100x30 mm sobre el que se han realizado varias operaciones de vaciado y rebajes hasta obtener la forma anteriormente mostrada.

Finalmente, tras probar el diseño en la maqueta del edificio, se observó que, en el final de la carrera, las bolas se encontraban muy cerca del centro del agujero, por lo que se terminó por realizar unos cortes para disminuir el ancho de la tapa para que cuando las bolas chocaran con las paredes estas se encontraran más alejadas del punto de equilibrio.

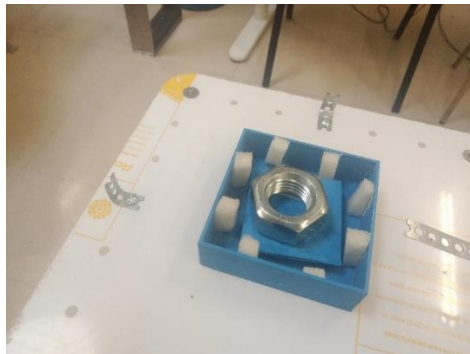


Figura 3.25: Disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

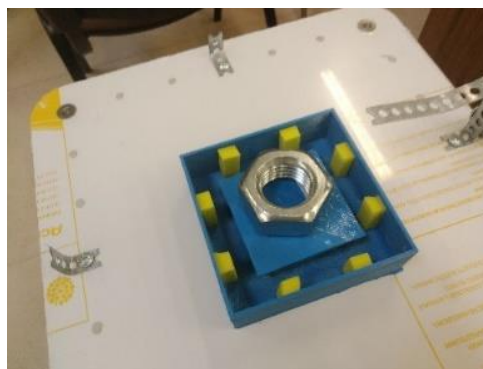


Figura 3.26: Disipador esférico con recubrimiento de poliuretano



Capítulo IV

4. EVALUACIÓN DEL AMORTIGUAMIENTO EN EL DOMINIO DEL TIEMPO

El sistema de estudio maqueta de edificio más disipador de energía es de 2 grados de libertad, pero se ajustará a un sistema de 1 grado de libertad como se indicó en el capítulo 2. Para la evaluación del amortiguamiento en el dominio del tiempo se va a estudiar la respuesta libre del sistema, es decir, $F(t)=0$, como se recoge en el apartado 2.5.1.

En cuanto a los datos recogidos por el SIRIUS para procesarlos posteriormente en Excel y Matlab, son aquellos que se obtienen del acelerómetro, Figura 3.8.

Una vez registrados los datos de la caída libre por el acelerómetro se exportan estos datos en formato .xlsx que son de fácil lectura para un software como Excel.

4.1 Ajuste por Excel

En este método se va a utilizar una hoja de cálculo de Excel que permite, mediante el procedimiento Heurístico usado en el capítulo 2, calcular el amortiguamiento a partir de unos datos temporales registrados por el SIRIUS. A continuación, se realiza una breve descripción del proceso a seguir para el ajuste de la señal mediante Excel.

1. Exportar los datos del acelerómetro a Excel, dentro del módulo *Analyse* hay una opción en la barra de tareas con el nombre de *Export* que lo permite. Como la frecuencia de muestreo es de 100 Hz se contarán con suficientes datos para caracterizar la ecuación del movimiento. Se eliminan los datos del primer intervalo temporal porque pertenecen a los instantes en los que se está llevando la estructura al final de carrera y no corresponden al intervalo temporal de la caída libre, una captura de los datos exportados de uno de los ensayos se puede ver en la Figura 4.1.

	A	B	C
1	Time	x (sistema)	
2	s	m/s ²	
3	0	0.03501392	
4	0.01	0.03501392	
5	0.02	0.03639387	
6	0.03	0.03777382	
7	0.04	0.03915377	
8	0.05	0.04053372	
9	0.06	0.04191367	
10	0.07	0.04467358	
11	0.08	0.04881343	
12	0.09	0.05433324	
13	0.1	0.06537285	
14	0.11	0.07779241	
15	0.12	0.09021197	
16	0.13	0.09987162	
17	0.14	0.10539143	
18	0.15	0.10539143	
19	0.16	0.09987162	
20	0.17	0.09021197	
21	0.18	0.08055231	
22	0.19	0.07365255	
23	0.2	0.07089265	
24	0.21	0.0750325	
25	0.22	0.08331221	
26	0.23	0.09297187	

Figura 4.1: Datos del acelerómetro exportados a Excel

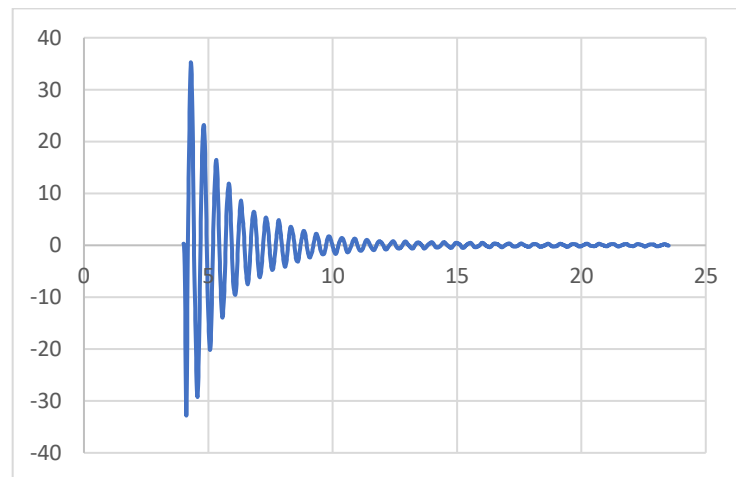


Figura 4.2: Representación de la señal registrada por el acelerómetro

2. Programar los parámetros de la ecuación de movimiento para vibraciones libres amortiguadas utilizando las fórmulas descritas en el capítulo 2. Estos parámetros se pueden observar en la Figura 4.3.

	F	G
A		0
Wmodo		0
φ		0
fmodo		0
ξ		0
wd		0

Figura 4.3: Parámetros a ajustar para caracterizar la señal teórica

3. Programar la ecuación del movimiento para el caso de respuesta libre.

$$x(t) = Ae^{-\xi w_n t} \text{sen}(w_d t + \varphi)$$

	A	B	C
481	4.78	21.438057	23.8859709
482	4.79	22.272926	24.7354489
483	4.8	22.848366	25.1944562
484	4.81	23.160236	25.2612463
485	4.82	23.183695	24.9401053
486	4.83	22.874586	24.2412049
487	4.84	22.188749	23.1803667
488	4.85	21.093069	21.7787433
489	4.86	19.576502	20.0624223
490	4.87	17.66251	18.0619593
491	4.88	15.41043	15.81185
492	4.89	12.909958	13.3499477
493	4.9	10.261832	10.7168382
494	4.91	7.5529881	7.9551809
495	4.92	4.8331041	5.1090273
496	4.93	2.1256399	2.22312709
497	4.94	-0.55836511	-0.6577669
498	4.95	-3.1885519	-3.48958431

Figura 4.4: Señal teórica, columna C, ajustada a la señal del sistema registrada por el acelerómetro, columna B, a lo largo del tiempo, columna A

4. Ajustar la ecuación del movimiento a la señal registrada por el SIRIUS para determinar el amortiguamiento. El ajuste se realiza en un intervalo de tiempo concreto al empezar el free decay debido a que el amortiguamiento es un parámetro no constante que depende del rango de amplitudes de la señal.

5. Para realizar el ajuste, en primer lugar, se cuadran las fases de las dos señales, en segundo lugar, se ajustan las amplitudes y para concluir se ajustan los factores de amortiguamiento. En las Figuras 4.5 y 4.6 se muestra el proceso de ajuste de una señal.



Figura 4.5: Representación gráfica de la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay

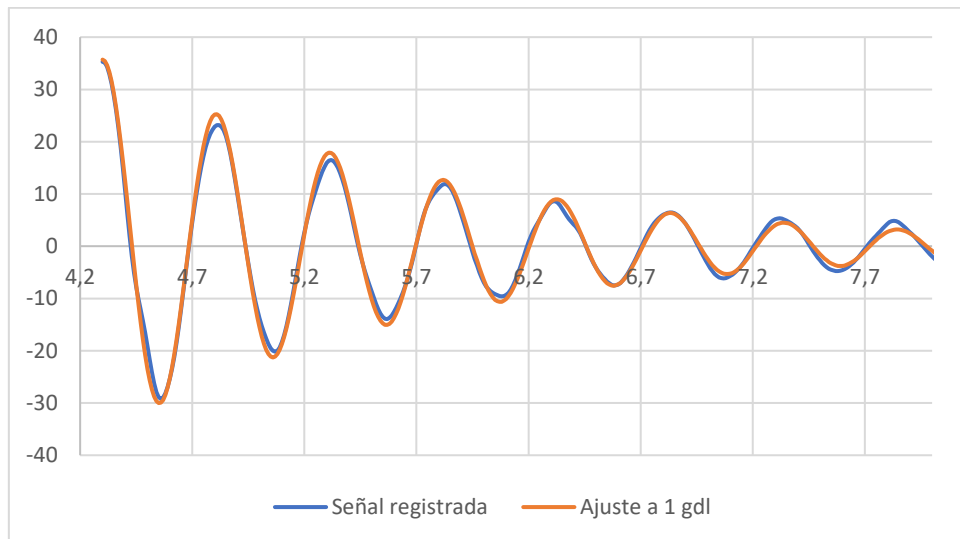


Figura 4.6: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay

A continuación, se expondrán los resultados obtenidos para cada uno de los diferentes disipadores ensayados, mostrando graficas del mismo estilo a la representación gráfica mostrada en la Figura 4.6 y el valor del amortiguamiento calculado para cada uno de los disipadores.

4.1.1 Configuración inicial

Tanto en este caso como para el resto de los ensayos se procederá análogamente al método anteriormente descrito, por lo que se mostrarán los resultados y no se será redundante en la obtención de estos.

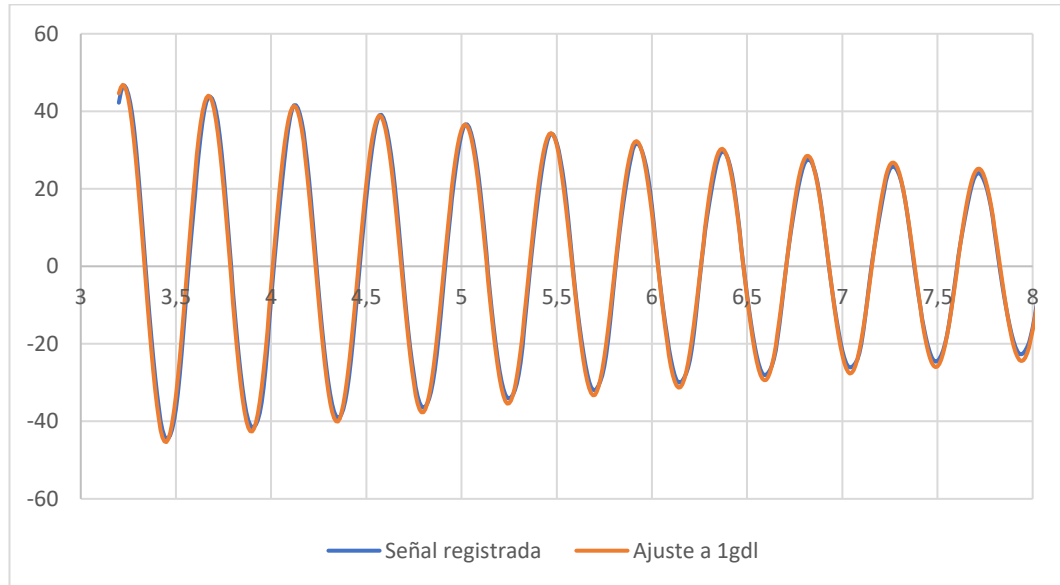


Figura 4.7: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso de la configuración inicial

En los ensayos se realizaron tres medidas por cada disipador de energía para obtener un valor medio del factor de amortiguamiento que fuera más representativo que el que se obtiene al tomar una sola muestra.

En la Tabla 4.1 se muestran los tres valores obtenidos, así como el valor medio que permitirá calcular el coeficiente de amortiguamiento C descrito en el capítulo 2.

ξ (%)
0.995
0.97
0.99
<u>0.985</u>

Tabla 4.1: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para la configuración inicial

En la Tabla 4.1 se recogen los tres resultados del factor de amortiguamiento calculado para los tres registros realizados, así como el resultado subrayado que corresponde al valor medio aritmético de los tres anteriores.

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.225 Hz que hay que transformar a rad/s

para que el resultado sea correcto. Como la ecuación (22) depende también de la masa se recuerda que la masa móvil de la estructura es de 1.34 Kg.

$$C = 0.3689 \text{ Ns/m}$$

4.1.2 Amortiguación disipador unidireccional

Para este caso se harán dos ensayos diferentes de los que se tomarán tres registros, uno para el recubrimiento viscoelástico y otro para el aislamiento de poliuretano.

Recubrimiento viscoelástico

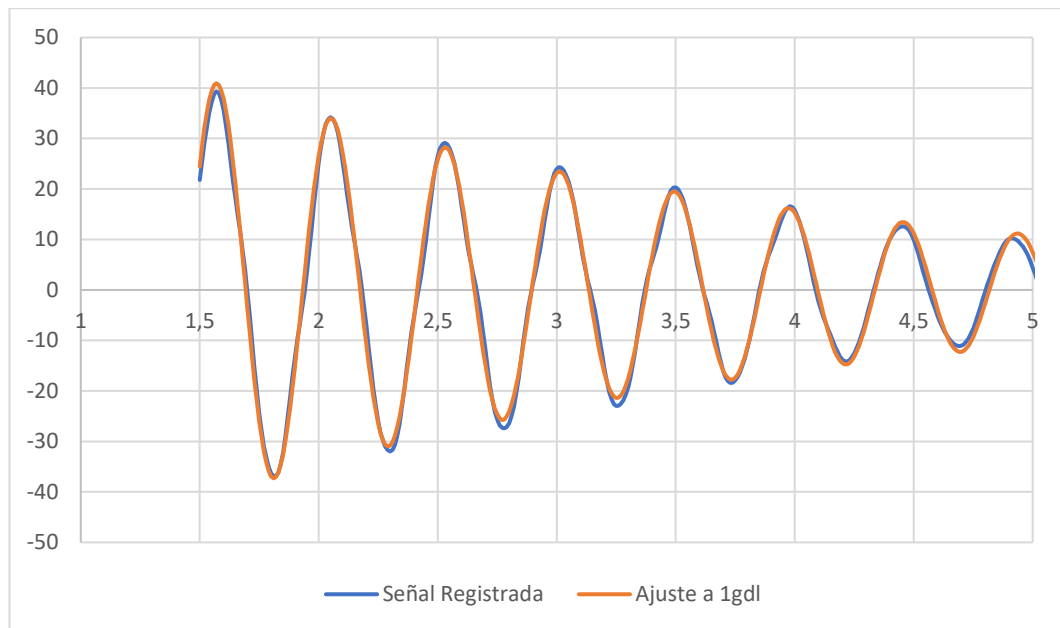


Figura 4.8: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico

En la Tabla 4.2 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
3.1
2.8
2.95
2.95

Tabla 4.2: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.08 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.43 Kg.

$$C = 1.1016 \text{ Ns/m}$$

Recubrimiento de poliuretano

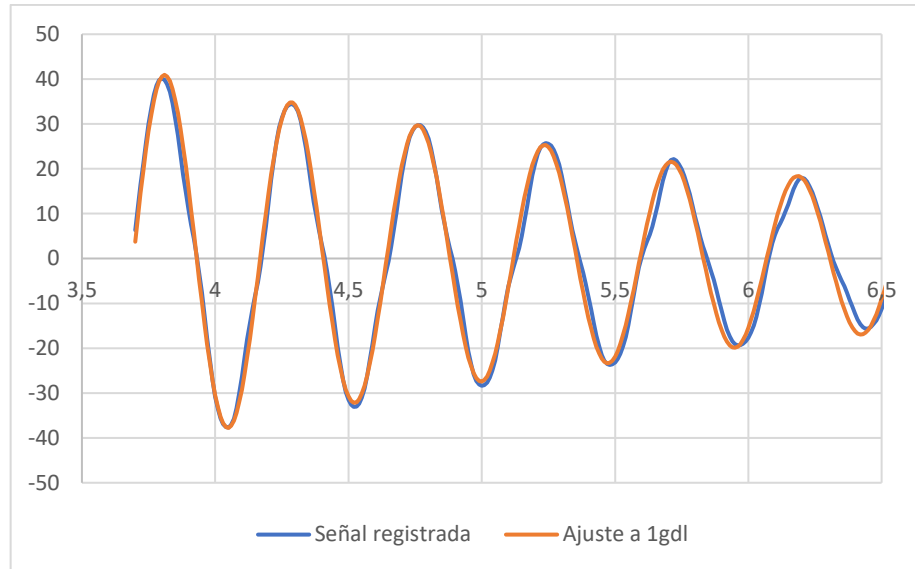


Figura 4.9: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

En la Tabla 4.3 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
2.5
2.45
2.7
2.55

Tabla 4.3: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.105 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.43 Kg.

$$C = 0.9637 \text{ Ns/m}$$

4.1.3 Amortiguación magnética

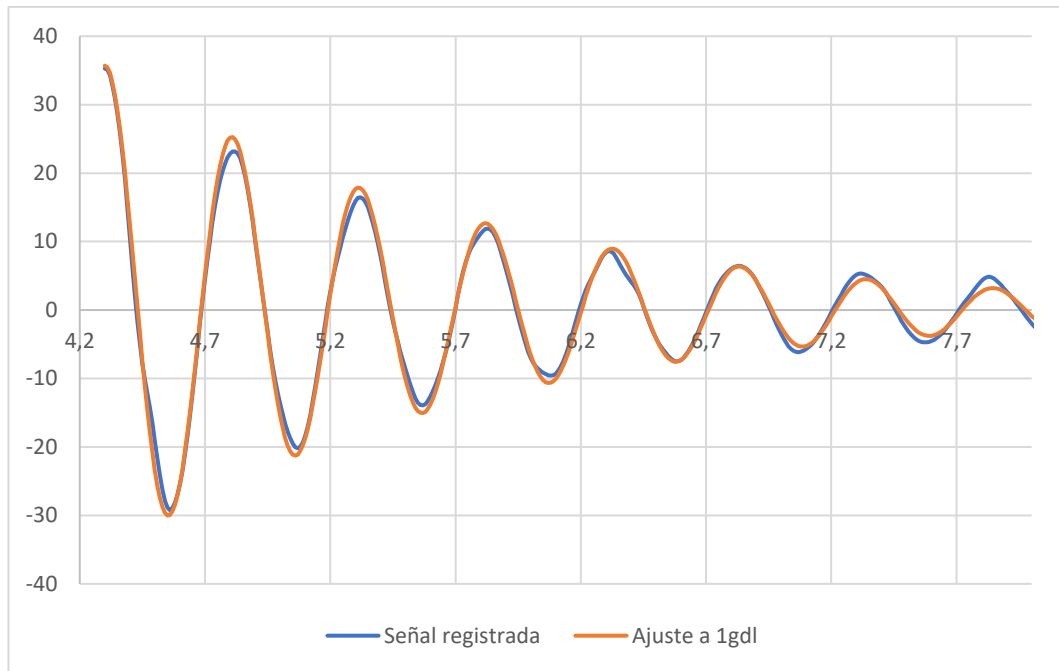


Figura 4.10: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador magnético

En la Tabla 4.4 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
5.9
5.2
5.4
5.5

Tabla 4.4: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador magnético

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.51 Kg.

$$C = 2.0642 \text{ Ns/m}$$

4.1.4 Amortiguación por fricción seca

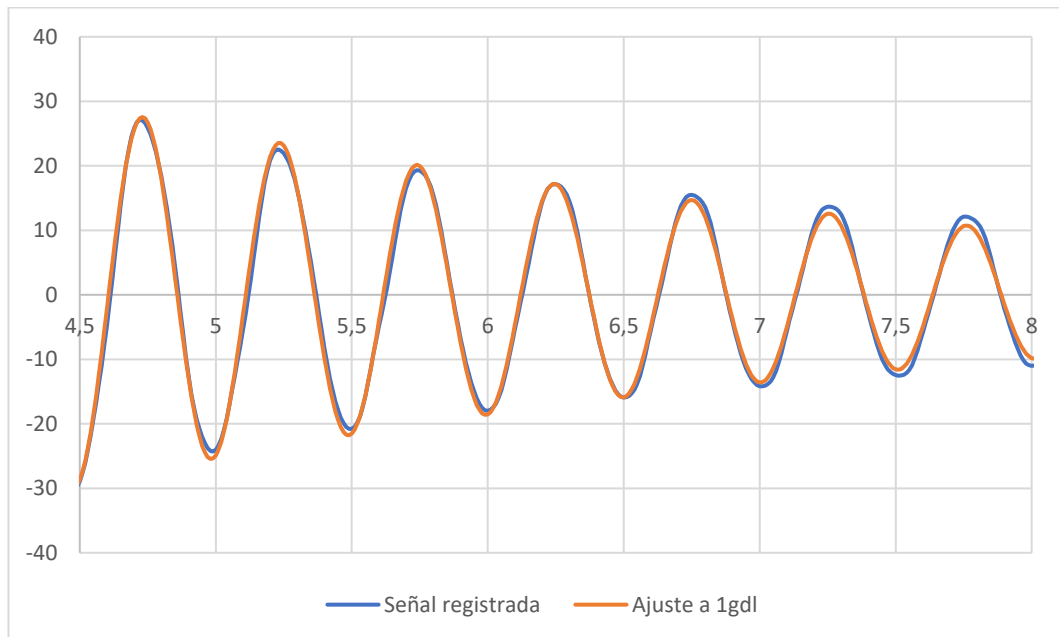


Figura 4.11: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

En la Tabla 4.5 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
2.3
2.65
2.55
2.5

Tabla 4.5: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador por fricción seca

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.98 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.6 Kg.

$$C = 0.9934 \text{ Ns/m}$$

4.1.5 Amortiguación por colisiones

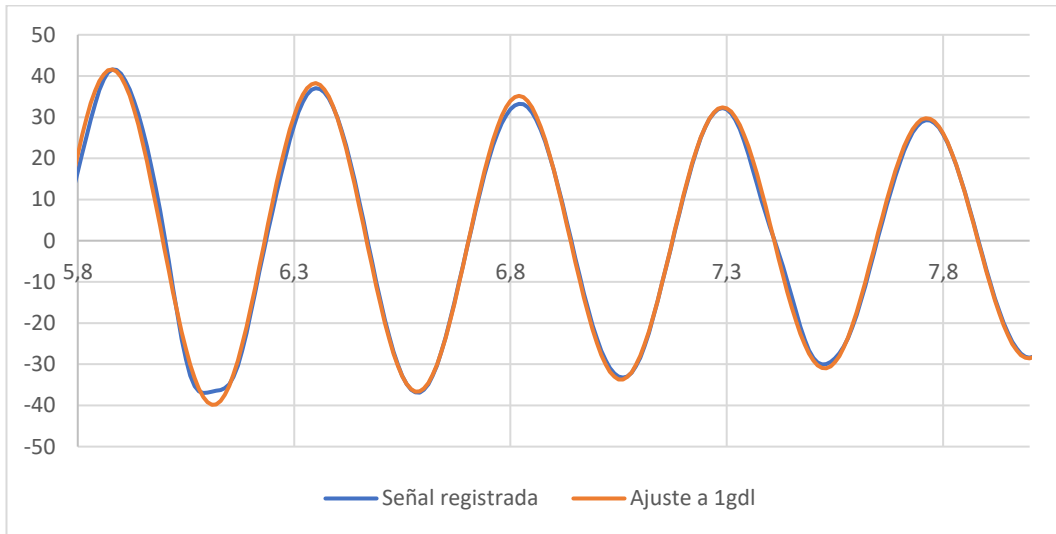


Figura 4.12: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador por colisiones

En la Tabla 4.6 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
1.25
1.37
1.38
1.33

Tabla 4.6: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador por colisiones

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.123 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.62 Kg.

$$C = 0.5751 \text{ Ns/m}$$

4.1.6 Amortiguación disipador esférico

Para este caso se harán dos ensayos diferentes de los que se tomarán tres registros, uno para el recubrimiento viscoelástico y otro para el aislamiento de poliuretano.

Recubrimiento viscoelástico

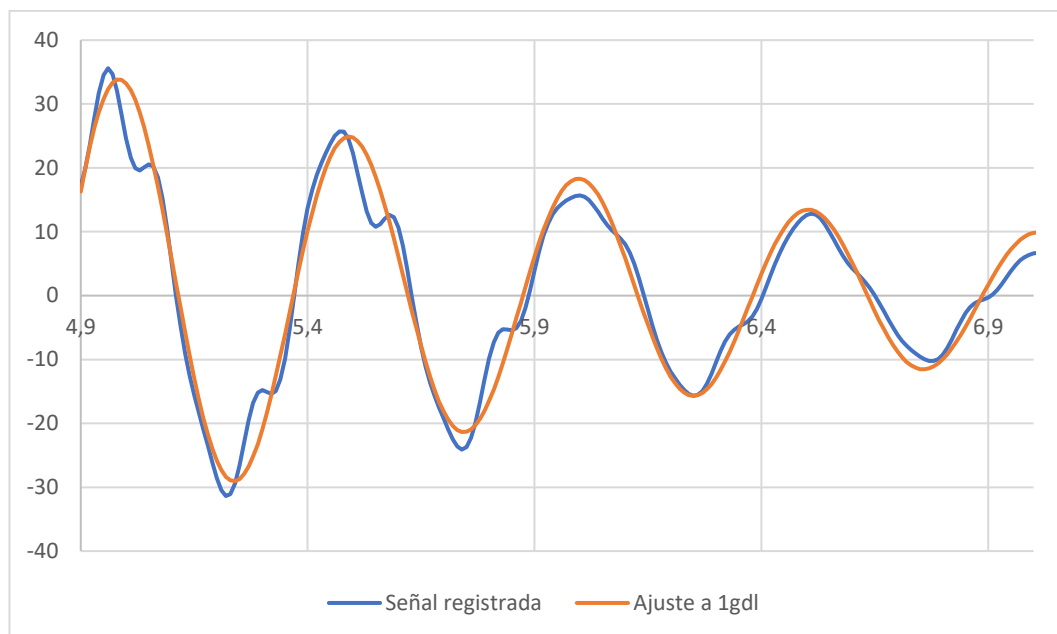


Figura 4.13: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

En la Tabla 4.7 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
4.85
4.8
5.05
4.9

Tabla 4.7: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.64 Kg.

$$C = 2.0003 \text{ Ns/m}$$

Recubrimiento de poliuretano

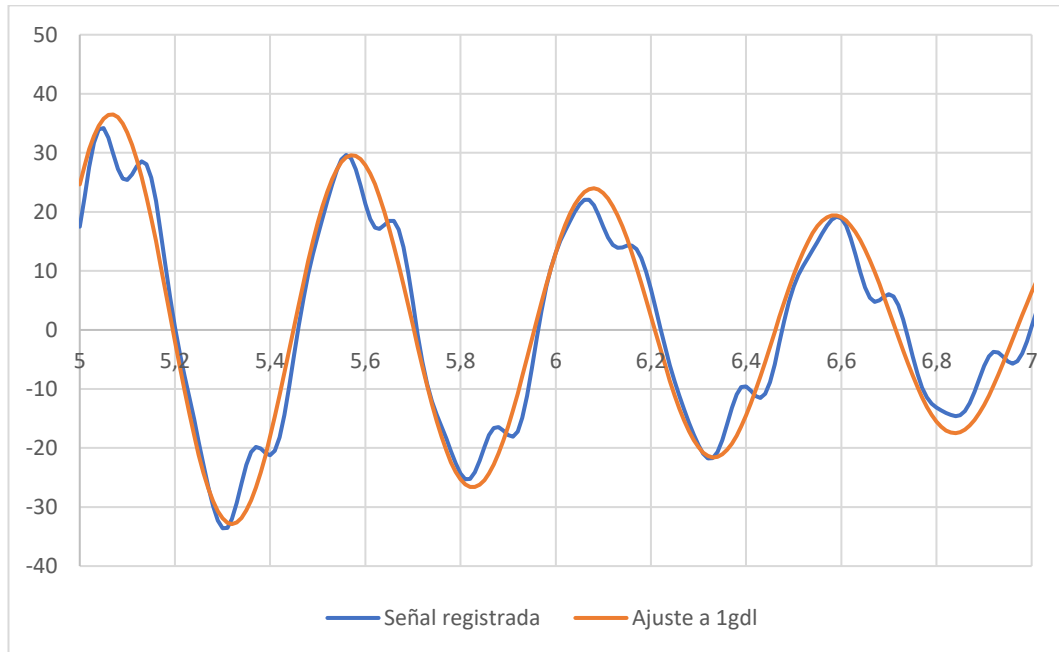


Figura 4.14: Ajuste de la señal teórica a la señal registrada por el acelerómetro en el intervalo del free decay para el caso del disipador esférico con aislamiento de poliuretano

En la Tabla 4.8 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
3.55
3.35
3.15
3.35

Tabla 4.8: Factores de amortiguamiento obtenidos por el ajuste mediante Excel para disipador esférico con aislamiento de poliuretano

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.64 Kg.

$$C = 1.3675 \text{ Ns/m}$$

4.2 Técnica del decremento logarítmico

La otra técnica para evaluar el amortiguamiento en el dominio del tiempo es el decremento logarítmico. Se define como el logaritmo neperiano de la razón de cualquiera de dos amplitudes sucesivas de la respuesta temporal separadas por un periodo T_D .

Según se obtiene del desplazamiento para un movimiento subamortiguado:

$$\frac{y(t)}{y(t+T_D)} = e^{\xi \cdot \omega_n \cdot T_D} \quad (43)$$

Aplicando logaritmos neperianos a ambos lados de la ecuación (43) se obtiene la siguiente expresión, el denominado decremento logarítmico δ :

$$\delta = \ln \frac{y(t)}{y(t+T_D)} = \xi \cdot \omega_n \cdot T_D \quad (44)$$

Se desarrolla la ecuación (44) sustituyendo T_D por:

$$T_D = \frac{2\pi}{\omega_D} = \frac{2\pi \cdot \xi}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} \quad (45)$$

Sustituyendo T_D en la ecuación del decremento logarítmico y despejando el factor de amortiguamiento, se obtiene la siguiente relación:

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{4\pi^2 + \delta^2}} \quad (46)$$

Cómo la señal medida tiene j máximos también tiene j periodos. Por lo tanto, se nombra por y_i, y_{i+j} las amplitudes en los instantes t_i y $t_i + jT_D$ respectivamente y se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{y_i}{y_{i+j}} = \frac{y(t_i)}{y(t_i+j \cdot T_D)} = \frac{e^{-\xi \cdot \omega_n \cdot t_i}}{e^{-\xi \cdot \omega_n \cdot (t_i+j \cdot T_D)}} = e^{\xi \cdot \omega_n \cdot j \cdot T_D} \quad (47)$$

Volviendo a aplicar logaritmos neperianos a ambos lados de la expresión se obtiene la siguiente relación del factor de amortiguamiento con el decremento logarítmico:

$$\ln \frac{y_i}{y_{i+j}} = \xi \cdot \omega_n \cdot j \cdot T_D = j \cdot \delta \quad (48)$$

Despejando el decremento logarítmico de la ecuación (48), se obtiene la ecuación utilizada para determinar su valor cuando la señal presenta j máximos:

$$\delta = \frac{1}{j} \cdot \ln \frac{y_i}{y_{i+j}} \quad (49)$$

Para la evaluación del amortiguamiento por esta técnica se importan los datos de Excel a Matlab, con un programa en Matlab se consiguen dos vectores que almacenan los picos de la señal para amplitudes positivas y los tiempos en los

que se producen estos picos respectivamente, como se puede apreciar en la Figura 4.15 [3].

```
1 - imandata =xlsread('Alejandro_iman_matlab.xlsx','Data1','A1:B2354')
2 - t =imandata(:,1)
3 - y = imandata(:,2)
4 - plot(t,y)
5 - format long
6 - [Amplitud,Tiempo]=findpeaks(y,t)
```

Figura 4.15: Código en Matlab para determinar los picos de la señal experimental registrada

1. En Matlab se cargan los datos de las señales guardadas en ficheros .xlsx. En la Figura 4.15 se observa el comando xlsread en Matlab el cual permite leer datos de una hoja de cálculo en Excel.
2. Una vez se tienen cargados los datos de la señal, se utiliza el comando findpeaks, presente en Matlab, que encuentra los máximos de la señal. En la Figura 4.15 se puede ver el código utilizado que devuelve en forma de vectores la amplitud de esos máximos y el tiempo donde tienen lugar.
3. Al ejecutar el código anterior, en el Command Window aparecen los valores de las amplitudes máximas y sus tiempos. Los cuales se copian y se pegan en Excel.
4. Se crea una columna que corresponde a la j , siendo el primer máximo obtenido el j igual a 0. Como se observa en la columna A de la Figura 4.16.
5. Por otro lado, se calcula el decremento logarítmico con la ecuación (50), en donde i siempre es el primer máximo encontrado, y_0 . Por lo tanto, la ecuación utilizada queda:

$$\delta = \frac{1}{j} \cdot \ln \frac{y_0}{y_j} \quad (50)$$

6. Una vez se tiene los $j-1$ valores del decremento logarítmico se procede a calcular el amortiguamiento para cada uno de ellos utilizando la ecuación (46)
7. Por último, se realiza la media de todos los amortiguamientos obtenidos

	A	B	C	D	E	F	G
1	j	Tiempo	Amplitud	decremento logaritmico	amortiguamiento		
2	0	4.22	19.310171	0.118762708	0.018901672		
3	1	4.72	17.147789	0.110159033	0.017532355		
4	2	5.23	15.491847	0.115471825	0.018377912		
5	3	5.74	13.656512	0.115975823	0.018458125		Media
6	4	6.25	12.142706	0.116626211	0.018561638		0.02589506
7	5	6.75	10.777934	0.119582889	0.019032208		
8	6	7.25	9.422822	0.122666479	0.019522976		
9	7	7.76	8.1822453	0.127266519	0.020255096		
10	8	8.26	6.9761682	0.130917281	0.020836132		
11	9	8.77	5.943965	0.130190699	0.020720493		
12	10	9.27	5.2526093	0.131792046	0.020975356		
13	11	9.76	4.5308948	0.135057103	0.021495006		
14	12	10.25	3.81884	0.138286006	0.022008901		
15	13	10.75	3.1992419	0.145329314	0.023129879		
16	14	11.25	2.5244458	0.147277284	0.023439908		
17	15	11.74	2.12012	0.152566704	0.024281745		
18	16	12.23	1.6812956	0.16283926	0.025916673		
19	17	12.72	1.2121123	0.169978303	0.027052887		
20	18	13.19	0.90576309	0.186656669	0.029707332		
21	19	13.69	0.55663544	0.20177203	0.032113016		
22	20	14.17	0.34136307	0.210483597	0.033499505		
23	21	14.63	0.23234694	0.230734061	0.036722466		
24	22	15.11	0.12057089	0.242131672	0.038536452		
25	23	15.56	0.07365255	0.226908007	0.036113531		
26	24	15.99	0.08331221	0.22428882	0.035696674		
27	25	16.37	0.07089265	0.203015972	0.032310995		
28	26	16.85	0.09849167	0.212274638	0.033784558		

Figura 4.16: Hoja de Excel programada para calcular el factor de amortiguamiento por el método del decremento logarítmico

A continuación, se expondrán para cada uno de los diferentes tipos de amortiguación una tabla donde se recogerán todos los valores calculados del factor de amortiguamiento aplicando la ecuación (46)

Como este método también depende del número de oscilaciones, cuantas más oscilaciones presente el sistema mejores resultados se van a obtener.

A continuación, se exponen las tablas de los resultados obtenidos. Se han utilizado los tres registros de los cada disipador ensayado de forma análoga al apartado 4.1.

4.2.1 Configuración inicial

En la Tabla 4.9 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
1.05
0.99
0.974
0.988

Tabla 4.9: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para la configuración inicial

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.225 Hz. Como la ecuación (22) depende también de la masa se recuerda que la masa móvil de la estructura es de 1.34 Kg.

$$C = 0.37007 \text{ Ns/m}$$

4.2.2 Amortiguación disipador unidireccional

Para este caso se harán dos ensayos diferentes de los que se tomarán tres registros, uno para el recubrimiento viscoelástico y otro para el poliuretano.

Recubrimiento viscoelástico

En la Tabla 4.10 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
2.67
2.69
2.86
2.74

Tabla 4.10: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.08 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.43 Kg.

$$C = 1.0243 \text{ Ns/m}$$

Recubrimiento de poliuretano

En la Tabla 4.11 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
2.55
2.48
2.59
2.54

Tabla 4.11: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.105 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.43 Kg.

$$C = 0.963 \text{ Ns/m}$$

4.2.3 Amortiguación magnética

En la Tabla 4.12 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
5.75
5.33
5.24
5.44

Tabla 4.12: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador magnético

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.51 Kg.

$$C = 2.0447 \text{ Ns/m}$$

4.2.4 Amortiguación por fricción seca

En la Tabla 4.13 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
2.23
2.64
2.87
2.58

Tabla 4.13: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador por fricción seca

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.98 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.6 Kg.

$$C = 1.0289 \text{ Ns/}$$

4.2.5 Amortiguación por colisiones

En la Tabla 4.14 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
1.295
1.284
1.345
1.308

Tabla 4.14: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador por fricción seca

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 2.123 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.62 Kg.

$$C = 0.5658 \text{ Ns/m}$$

4.2.6 Amortiguación disipador esférico

Recubrimiento viscoelástico

En la Tabla 4.15 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
5.001
5.022
4.842
4.955

Tabla 4.15: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.64 Kg.

$$C = 2.0288 \text{ Ns/m}$$



Recubrimiento de poliuretano

En la Tabla 4.16 se muestran los tres valores obtenidos. La fila coloreada corresponde al valor medio de los tres registros obtenidos.

ξ (%)
3.345
3.423
3.333
3.367

Tabla 4.16: Factores de amortiguamiento obtenidos por el método del decremento logarítmico para disipador esférico con aislamiento de poliuretano

A continuación, se calcula el coeficiente de amortiguamiento C aplicando la ecuación (22), utilizando el valor medio de los factores de amortiguamiento y la frecuencia propia del sistema de 1.975 Hz. Se recuerda que la masa móvil de la estructura junto con la masa del disipador de energía es de 1.64 Kg.

$$C = 1.3747 \text{ Ns/m}$$



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES



Capítulo V

5. CONCLUSIONES

Desde el punto de vista del estudio realizado:

- Se ha conseguido completar el objetivo principal de desarrollo de disipadores de vibraciones y su caracterización, demostrando en las simulaciones la veracidad de las ecuaciones dinámicas del movimiento.
- Los cinco dispositivos ensayados aumentan el amortiguamiento del sistema significativamente.
- El sistema de referencia parte de un factor de amortiguamiento del 0.98%.
- El disipador por colisiones es capaz de aumentar el factor de amortiguamiento a un 1.33%. La subida es la más baja de todos los disipadores ensayados, denotando que los choques no disipan significativamente. Queda claro que la utilidad de este disipador es escasa con el diseño realizado.
- El disipador por fricción seca amortigua fundamentalmente mientras hay movimiento relativo, logrando aumentar el factor de amortiguamiento a un 2.5%. Sin embargo, se observa que el periodo de movimiento del disipador es breve por lo que solo amortigua en un lapso temporal corto.
- El disipador unidireccional aumenta el factor de amortiguamiento a un 2.55% con el recubrimiento de foam de células mixtas de poliuretano y a 2.95% con el foam viscoelástico.
- El disipador esférico consigue un aumento disipativo muy significativo y sorprendente, el factor de amortiguamiento aumenta a un 3.35% con el recubrimiento de foam de células mixtas de poliuretano y a 4.9% cuando se utiliza el foam de material viscoelástico.
- Visto que para los disipadores unidireccional y esférico el máximo amortiguamiento se ha conseguido al usar el recubrimiento de foam viscoelástico, se puede afirmar que este material tiene una mayor capacidad de disipación energética por impacto que el recubrimiento de foam de células mixtas de poliuretano.
- De entre todos los disipadores ensayados, el magnético es el más eficiente llegando a conseguir un factor de amortiguamiento del 5.5%.
- El factor de amortiguamiento es un parámetro no lineal que depende del rango de la amplitud.

Desde el punto de vista de las competencias transversales adquiridas o mejoradas durante la elaboración del TFG:

- Se realiza un trabajo de taller en el que se elaboran distintos dispositivos mediante un consenso fluido y continuado con el tutor.

- Se emplea una metodología a la hora de la realización de los ensayos marcadas por las pautas del tutor.
- Se han ampliado conocimientos en lo referido a la utilización de nuevas herramientas de taller y el uso de elementos instrumentales como acelerómetros piezoeléctricos.
- Se utiliza equipo profesional de sensorización y registro de señales (SIRIUS HD-STG) para la realización de los ensayos.
- Se postprocesan señales mediante empleo de software profesional (DEWEsoft X3).
- Se han utilizado programas de diseño en 3D como Catia V5 y se ha podido ver la aplicación práctica directa de los modelos creados gracias a la impresión 3D.

5.1 Comparación de resultados

En este apartado se recogen, para cada uno de los ensayos realizados, los resultados finales obtenidos, es decir, el factor de amortiguamiento, el coeficiente de amortiguamiento C y la frecuencia propia.

En los ensayos se demuestra que el factor de amortiguamiento es un artificio matemático creado para dar sentido a las ecuaciones diferenciales de movimiento y que además se supone lineal y proporcional a la velocidad ya que es un parámetro que no se puede determinar sin ensayar. Debido a estas suposiciones, los resultados obtenidos para un mismo amortiguador pueden diferir dependiendo de la técnica empleada, aunque a continuación se muestra que los resultados obtenidos por ambos métodos son bastante similares.

5.1.1 Configuración inicial

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	2.225	0.9850	0.3689
Decremento logarítmico	2.225	0.9880	0.37007

Tabla 5.1: Comparación de los resultados para la configuración inicial

5.1.2 Amortiguación disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	2.105	2.550	0.9637
Decremento logarítmico	2.105	2.5482	0.9630

Tabla 5.2: Comparación de los resultados para el disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

5.1.3 Amortiguación disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	2.08	2.95	1.101
Decremento logarítmico	2.08	2.742	1.024

Tabla 5.3: Comparación de los resultados para el disipador unidireccional con aislamiento de poliuretano

5.1.4 Amortiguación magnética

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	1.975	5.5	2.064
Decremento logarítmico	1.975	5.447	2.044

Tabla 5.4: Comparación de los resultados para el disipador magnético

5.1.5 Amortiguación por fricción seca

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	1.98	2.5	0.993
Decremento logarítmico	1.98	2.589	1.028

Tabla 5.5: Comparación de los resultados obtenidos por los dos métodos para el disipador por fricción seca

5.1.6 Amortiguación por colisiones

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	2.123	1.33	0.575
Decremento logarítmico	2.123	1.308	0.565

Tabla 5.6: Comparación de los resultados para el disipador por colisiones

5.1.7 Amortiguación disipador esférico con aislamiento de poliuretano

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	1.975	3.35	1.367
Decremento logarítmico	1.975	3.367	1.374

Tabla 5.7: Comparación de los resultados para el disipador esférico con aislamiento de poliuretano

5.1.8 Amortiguación disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

	W_0 (Hz)	ξ (%)	C (Ns/m)
Ajuste a sistema de 1 gdl	1.975	4.9	2.000
Decremento logarítmico	1.975	4.955	2.022

Tabla 5.8: Comparación de los resultados para el disipador esférico con recubrimiento viscoelástico

En la Figura 5.1 se muestra una gráfica comparativa del factor de amortiguamiento de los diferentes disipadores ensayados a los largo del trabajo.

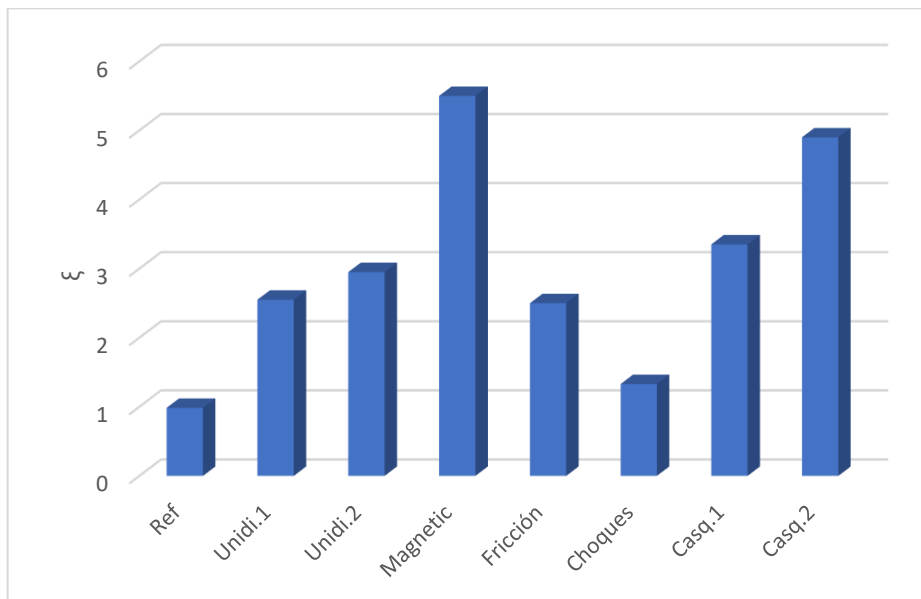


Figura 5.1: Gráfica comparativa del factor de amortiguamientos de los disipadores ensayados

5.2 Comparación disipador-referencia

A continuación, se van a mostrar cinco gráficas donde se compara la aceleración del sistema cuando los disipadores de energía están colocados frente a cuando la estructura de referencia oscila libremente sin tener ninguno colocado. El objetivo es mostrar de una forma muy visual como se ha podido mitigar las vibraciones con todos los dispositivos elaborados en el presente trabajo. Se van a mostrar aquellos que se han creído más relevantes durante la realización del proyecto y dentro de aquellos que se subdividían por los diferentes aislamientos empleados, se van a mostrar aquellos que aportaban un mayor amortiguamiento al sistema, tratándose, como se ha visto reflejado en los resultados, del aislamiento viscoelástico.

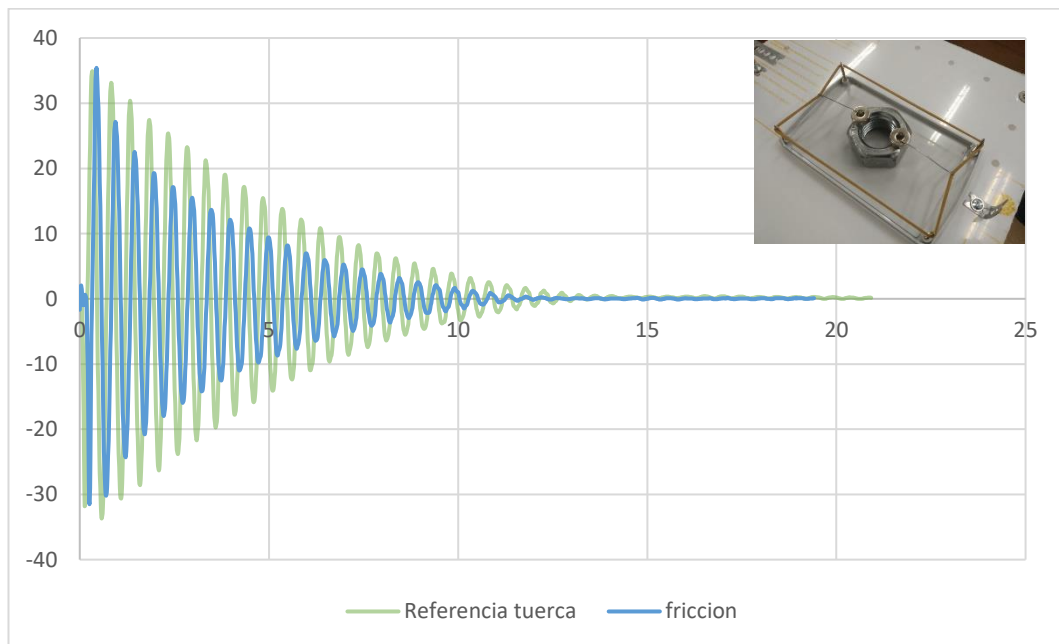


Figura 5.2: Comparación disipador por fricción con la referencia

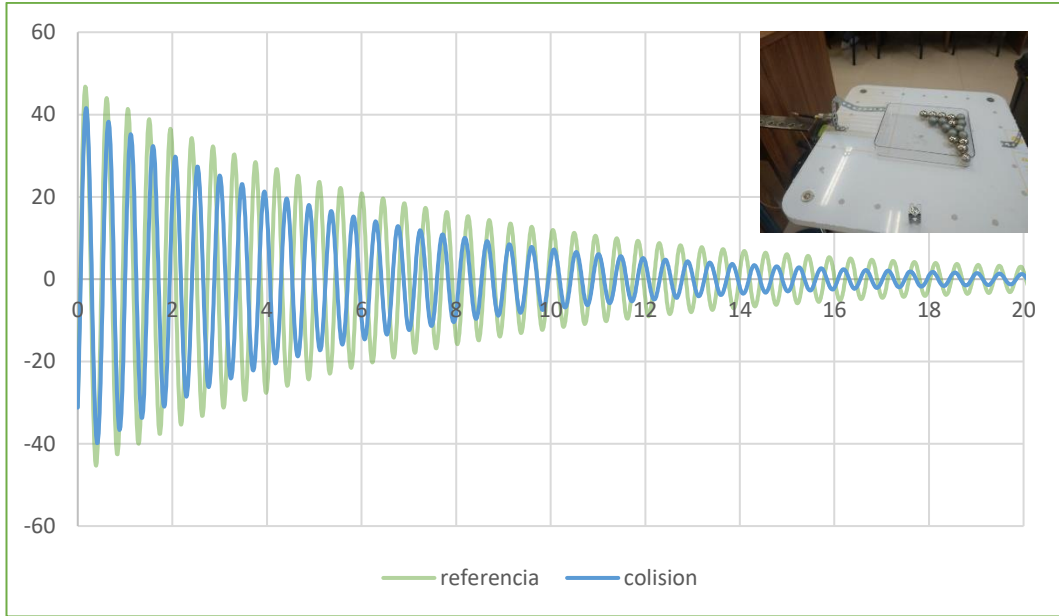


Figura 5.3: Comparación disipador por choques con la referencia

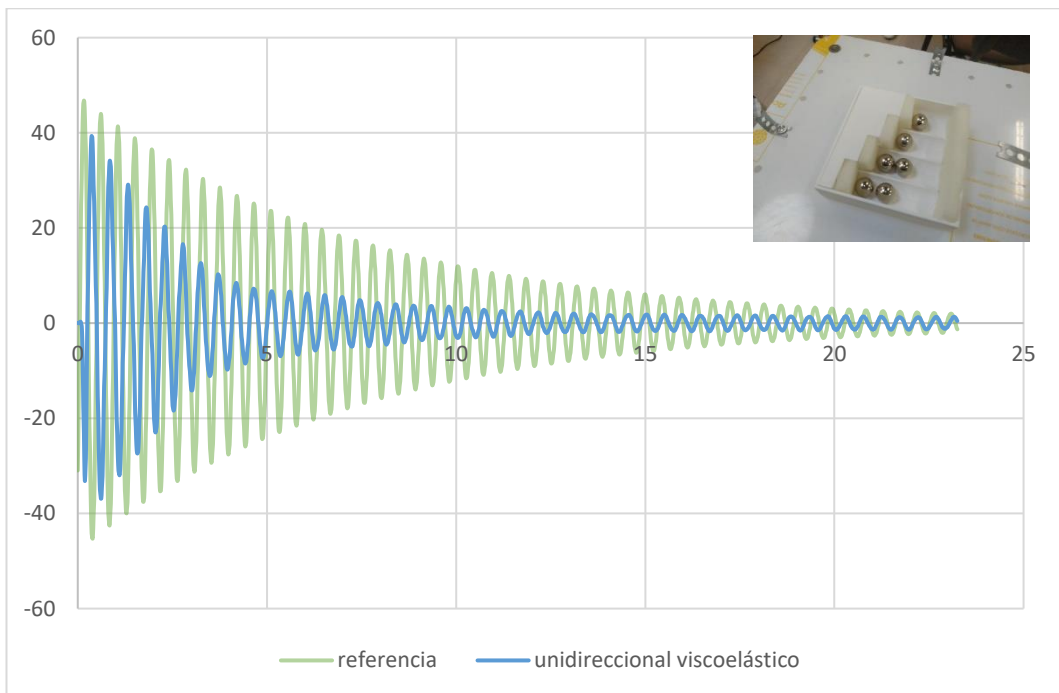


Figura 5.4: Comparación disipador unidireccional con recubrimiento viscoelástico con la referencia

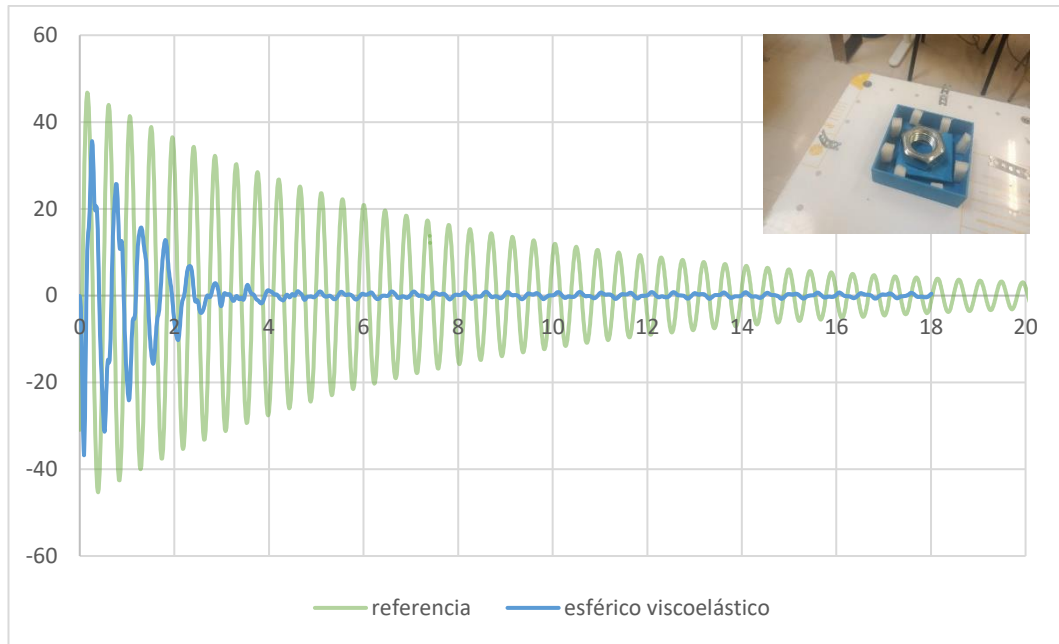


Figura 5.5: Comparación disipador esférico con recubrimiento viscoelástico con la referencia

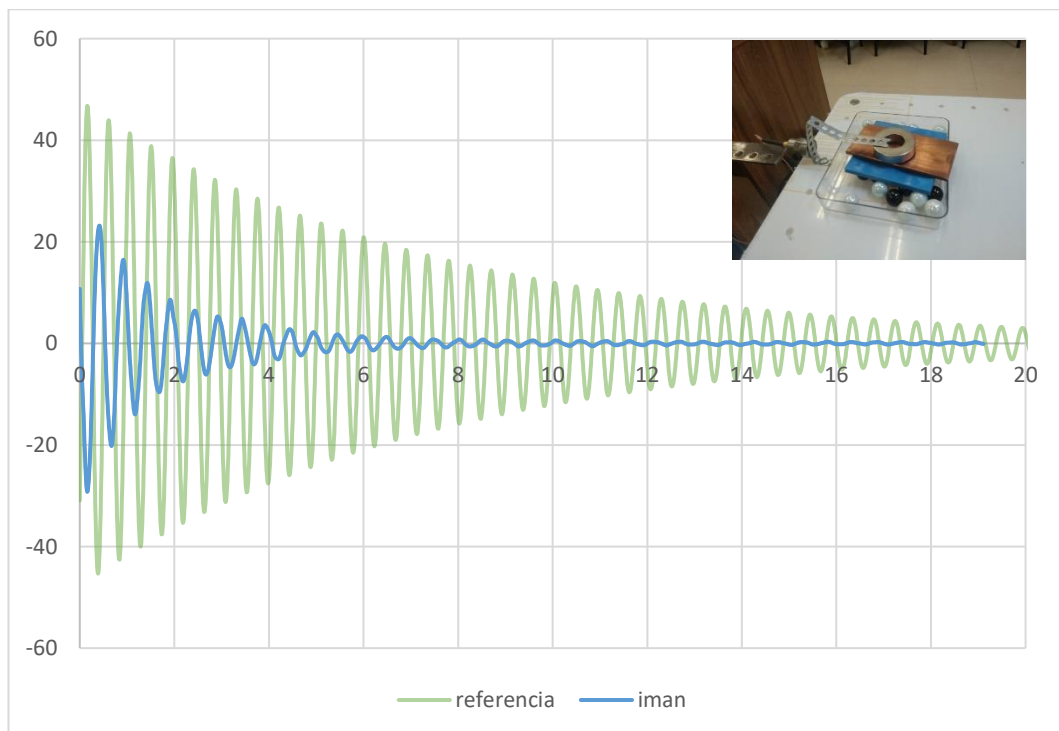


Figura 5.6: Comparación disipador magnético con la referencia

5.3 Líneas futuras

Los dispositivos ensayados aumentan el amortiguamiento considerablemente viendo que el sistema de referencia parte de un factor de amortiguamiento inicial de 0.98%. Para finalizar el Trabajo de Fin de Grado se presentan en este apartado posibles mejoras o modificaciones en aras de posibles desarrollos futuros:

- Colocar foam en las paredes del disipador por colisiones para determinar si se consigue amortiguar más la estructura, ya que la incorporación de las bolas aumenta el amortiguamiento a 1.33%. Una subida mínima que denota que los choques no disipan significativamente.
- En el montaje del disipador por fricción seca el amortiguamiento se nota principalmente cuando hay movimiento relativo, pasando el amortiguamiento del 0.98% inicial a un 2.5%. Sin embargo, este amortiguamiento se produce en un rango temporal corto debido a los pocos vaivenes que se producen. Por tanto, se propone incorporar baterías de varios sistemas con distintas masas y rozamientos tratando de aumentar el número de vaivenes efectivos.
- Al canalizar bolas metálicas en el disipador unidireccional se consigue aumentar el amortiguamiento a 2.55% y 2.95% según el tipo de foam empleado. Se pudo comprobar que el foam viscoelástico es capaz de absorber una mayor cantidad de energía que el foam de espuma de poliuretano. Como línea futura se propone optimizar el número de bolas por canal, el tamaño y material de las bolas y la longitud de los canales y todos aquellos parámetros geométricos significativos del disipador.
- El disipador esférico consigue aumentar significativamente el amortiguamiento a 3.35% con el foam de poliuretano y a 4.9% con el foam viscoelástico. Como propuestas se incluyen optimizar la curvatura del casquete esférico y el peso del disipador.
- De entre todos los disipadores ensayos el magnético es sin dudas el más eficaz. Como línea futura se podría optimizar la masa móvil de cobre, la cercanía del imán a la placa de cobre y la potencia del imán empleado.
- Desarrollar una mesa de rodillos de bola para simular un amortiguamiento magnético a gran escala, con posibilidad de implantarlo en maquetas de mayores dimensiones. En la Figura 3.21 se muestra una mesa comercial que se podría comprar o tratar de replicar.

5.4 Repercusiones

En este apartado se hace hincapié en las diversas repercusiones asociadas al desarrollo del TFG de índole económico, medioambiental y de seguridad.

En primer lugar, se ha trabajado en un ambiente seguro, adoptando las medidas de seguridad pertinentes en cada momento para la realización de los trabajos acorde a la normativa vigente de seguridad e higiene en el trabajo que marca el Instituto Nacional de Seguridad y Salud en el Trabajo, organismo público vinculado al Ministerio de Trabajo. En su página web hay información en materia de control y prevención de riesgos laborales, los cuales se han adoptado con el más estricto de los criterios.

En segundo lugar, no se ha trabajado con materiales excesivamente contaminantes. Para determinar los alcances reales del impacto ambiental del trabajo realizado habría que realizar un *Análisis del Ciclo de Vida (ACV)* de los materiales que se han utilizado a lo largo del desarrollo del TFG, sin embargo, no se considera que haya que hacer una evaluación del impacto ambiental del trabajo realizado. La normativa básica en materia de evaluación ambiental de proyectos se encuentra fundamentalmente recogida en la **Ley 21/2013, de 9 de diciembre**.

En tercer lugar, en este trabajo se ha demostrado que mitigar las vibraciones que acusan las estructuras es de vital importancia para la sociedad actual, ya que permite la creación de edificaciones más transgresoras pero que sean cómodas para los usuarios y se ajusten a la normativa vinculante.

Finalmente, se muestra en la siguientes tablas un presupuesto para cuantificar económicamente el trabajo realizado.

	HORAS EMPLEADAS	€/HORA	COSTE TOTAL
Ingeniero en Formación	90	11,2	1008,00 €
Técnico	14	29,90	418,60 €

Tabla 5.9: Costes de personal

	HORAS EMPLEADAS	€/HORA	COSTE TOTAL
Amort. instalación	40	20,3	812,00 €

Tabla 5.10: Costes de material

Costes indirectos: 12% de los costes directos.

Coste total → 2507,232 €



Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**



Capítulo VI

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] B. Balachandran and E. Magrab, *Vibraciones*. Mexico: Thomson, 2006.
- [2] Ewins, D.J. *Modal testing: theory, practice and application*, 2nd ed. Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press, 2000.
- [3] I. Lorenzo, Gutiérrez, “Estudio comparativo de cuatro propuestas de amortiguadores para disipadores pasivos de vibraciones”, Universidad de Valladolid, 2019
- [4] J. Connor, *Introduction to structural motion control*. New Jersey: Prentice Hall, 2003.
- [5] J. Rodríguez Celador, “Incorporación de dispositivos TMD en una maqueta de edificio de 2 plantas. Diseño, construcción y sintonizado”, Universidad de Valladolid, 2016.
- [6] J. Villanueva González, “Prototipado de una maqueta modular de un edificio multidireccional”, Universidad de Valladolid, 2019.
- [7] N. Maia and J. Silva, *Theoretical and experimental modal analysis*. Hertfordshire, England: Research Studies Press, 1998
- [8] Singiresu Rao., *Vibraciones mecánicas*. Pearson Educación de México, S.A. de C.V., 2011.
- [9] Uva, Escuela de Ingenierías Industriales, *Teoría de las vibraciones*. Valladolid.



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

ANEXO A

SIRIUS HD-STG



Los módulos para extensiométrica SIRIUS STG permiten la adquisición de señales procedentes de bandas extensométricas en cuarto de puente, medio puente y puente completo.

También acondicionan señales analógicas estándar desde ± 100 mV hasta ± 50 V, así como las precedentes de potenciómetros, RTD y termopares. El ancho de banda, como en la serie SIRIUS es de 200kHz por canal, con una resolución de 24 bits.

Sus características son:

ADC type	24 bit sigma delta dual core with anti-aliasing filter
Data rate	Simultaneous 200kS/s
Isolation voltaje	1000V
[V]	(non-isolated versión available)
Power consumption	Max 4 W
Conectores	DB9
Direct inputs	Voltage, full/half/quarter bridge strain, potentiometer, RTD, resistance, IEPE (with MSI), thermocouple (with MSI), charge (with MSI)
Dual core ranges	± 50 V, ± 10 V, ± 1 V, ± 100 mV
Bridge ranges	± 500 mV/V, ± 200 mV/V, ± 20 mV/V, ± 2 mV/V
Dynamic range @ 10 kS	150 dB (dual core)
Input Coupling	DC
Excitation	SW programmable 0 to 20V (100mW)



voltage	
Excitation	SW programmable 0 to 45 mA (100mW)
current	
Bridge	3,4,5,6 wire connection
connection type	
Internal bridge	half bridge 1kOhm, quarter bridge 120 and 350 Ohm, SW selectable
completion	
Short	SW selectable
Shunt	SW selectable (59.88kOhm, 175kOhm)
TEDS support	yes
TEDS chip	DS2406, DS2430A, DS2432, DS2433
Overvoltage	In+ to in-: 50 V continuous, 200 V peak (10 msec)
protection	
Input	10 MOhm for 50 V range, all other ranges 1 GOhm
impedance	

ANEXO B

Universal-Beschleunigungsaufnehmer General Purpose Accelerometers

1.2
Sensoren
Sensors
KS50
KS51
KS52

Eigenschaften

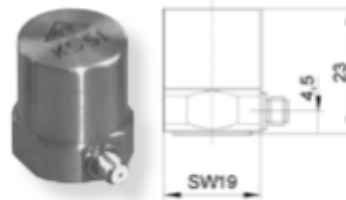
- Universal-aufnehmer mit Scherkeramik
- Unempfindlich gegen Temperaturänderung
- Unempfindlich gegen Messobjektdehnung
- Ladungsausgang, keine Hilfsenergie erforderlich
- Hoher Dynamikbereich
- Hohe Resonanzfrequenz
- Betriebstemperatur bis 150 °C
- Robustes Edelstahlgehäuse
- Befestigung mit M5-Gewinde im Boden

Properties

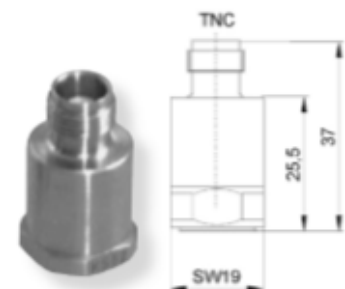
- General purpose shear-type accelerometer
- Low sensitivity to temperature transients
- Low influence of base bending effects
- Charge output, no external power required
- Wide dynamic range
- High resonant frequency
- Operating temperature up to 150 °C
- Sturdy stainless steel housing
- M5 mounting thread in base



KS50



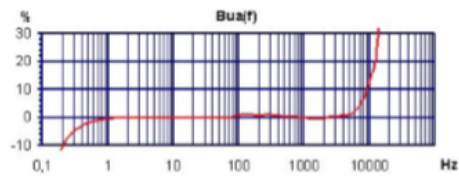
KS51



KS52

	KS50	KS51	KS52	
Ausgang • Output	Ladung • Charge			
Piezosystem • Piezo design	Scherprinzip • Shear design			
Ladungsübertragungsfaktor • Charge sensitivity	B_{za}	$28 \pm 20 \%$	$28 \pm 20 \%$	$28 \pm 20 \%$
Messbereich • Range	a_x / a_y	± 1000	± 1000	± 1000
Linearer Frequenzbereich • Linear frequency range	$f_{z,ab}$	0,1 .. 15 000	0,1 .. 15 000	0,1 .. 15 000
	$f_{10\%}$	0,2 .. 9000	0,2 .. 9000	0,2 .. 9000
	$f_{5\%}$	0,3 .. 7000	0,3 .. 7000	0,3 .. 7000
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f_r	> 30	> 30	> 30
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	Γ_{90MAX}	< 5	< 5	< 5
Kapazität ohne Kabel • Capacitance without cable	C_i	1,4	1,4	1,4
Verhalten gegenüber Umgebungseinflüssen • Environmental characteristics				
Arbeitstemperaturbereich • Operating temperature range	T_{min}/T_{max}	-35 / 150	-35 / 150	-35 / 150
Temp.-koeffizient der Empfindl. • Temp. coefficient of sensitivity	$TK(B_{za})$	0,1	0,1	0,13
Temp.-koeffizient der Kapazität • Temp. coefficient of capacitance	$TK(B_{ci})$	0,23	0,23	0,23
Temperatursprungempfindlichkeit • Temperature transient sensitivity	b_{aT}	0,7	1	1
Messobjektdehnungsempfindlichkeit • Base strain sensitivity	b_{za}	0,1	0,1	0,1
Magnetfeldempfindlichkeit • Magnetic field sensitivity	b_{za}	2	2	2
Schalldruckempfindlichkeit • Acoustic noise sensitivity	b_{zp}	0,03	0,03	0,03
Mechanische Daten • Mechanical data				
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	55 / 1,9	50 / 1,8	50 / 1,8
Gehäusematerial • Case material	Edelstahl • Stainless steel			
Kabelanschluss • Cable connection	axial	radial	axial	
Buchse • Socket	UNF 10-32	UNF 10-32	TNC	
Befestigung • Mounting	M5-Bodengewinde • M5 thread in base			

Typischer Frequenzgang Typical Amplitude Response



Passendes Zubehör Suitable Accessories

	KS50 / KS51	KS52
Anschluss-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 009: Störarmes Kabel 2 x UNF 10-32; 1,5 m lang; 80 °C • 009/T: Störarmes Kabel 2 x UNF 10-32; 1,5 m lang; 200 °C • 009/5/10: Störarmes Kabel 2 x UNF 10-32; 5 / 10 m lang • 016: Kupplung für 2 UNF 10-32-Stecker • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (männlich) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (weiblich) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (männlich) 	<ul style="list-style-type: none"> • 012: Störarmes Kabel TNC / UNF 10-32; 1,5 m lang; 80 °C • 009/5/10: Störarmes Kabel 2 x UNF 10-32; 5 / 10 m lang • 016: Kupplung für 2 UNF 10-32-Stecker • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (männlich) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (weiblich) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (männlich)
Connection accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 009: Low noise cable 2 x UNF 10-32; 1,5 m long; 80 °C • 009/T: Low noise cable 2 x UNF 10-32; 1,5 m long; 200 °C • 009/5/10: Low noise cable 2 x UNF 10-32; 5 / 10 m long • 016: Coupler for 2 UNF 10-32 plugs • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (male) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (female) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (male) 	<ul style="list-style-type: none"> • 012: Low noise cable TNC / UNF 10-32; 1,5 m long; 80 °C • 009/5/10: Low noise cable 2 x UNF 10-32; 5 / 10 m long • 016: Coupler for 2 UNF 10-32 plugs • 017: Adapter UNF 10-32 / BNC (male) • 117: Adapter UNF 10-32 / BNC (female) • 025: Adapter UNF 10-32 / TNC (male)
Befestigungs-zubehör	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Tastspitze M5 • 003: Gewindestift M5 • 006: Isolierflansch M5 • 029: Isolierendes Klebepad M5 • 045: Gewindeadapter M5 / UNF 10-32 • 046: Gewindeadapter M5 / 1/4"-28 • 008: Haftmagnet M5 • 030: Triaxial-Befestigungswürfel M5 	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Tastspitze M5 • 003: Gewindestift M5 • 006: Isolierflansch M5 • 029: Isolierendes Klebepad M5 • 045: Gewindeadapter M5 / UNF 10-32 • 046: Gewindeadapter M5 / 1/4"-28 • 008: Haftmagnet M5 • 030: Triaxial-Befestigungswürfel M5
Mounting accessories	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Probe M5 • 003: Mounting stud M5 • 006: Insulating flange M5 • 029: Insulating adhesive pad M5 • 045: Thread adapter M5 / UNF 10-32 • 046: Thread adapter M5 / 1/4"-28 • 008: Magnetic base M5 • 030: Triaxial mounting cube M5 	<ul style="list-style-type: none"> • 001: Probe M5 • 003: Mounting stud M5 • 006: Insulating flange M5 • 029: Insulating adhesive pad M5 • 045: Thread adapter M5 / UNF 10-32 • 046: Thread adapter M5 / 1/4"-28 • 008: Magnetic base M5 • 030: Triaxial mounting cube M5

Bestellinformation • Ordering Information

KS50/01; KS51/01:	Aufnehmer mit Zubehöretui; Inhalt: Kabel 009, Adapter 017, Gewindestift 003, Klebewachs 002, Isolierflansch 006 mit Schlüssel, Tastspitze 001, Haftmagnet 008, Bedienungsanleitung, Kennblatt Sensor with accessories kit including cable 009, adapter 017, mounting stud 003, adhesive wax 002, insulating flange 006 with wrench, probe 001, magnetic base 008, instruction manual, data sheet
KS52/01:	Aufnehmer mit Zubehöretui; Inhalt: Kabel 012, Adapter 017, Gewindestift 003, Klebewachs 002, Isolierflansch 006 mit Schlüssel, Tastspitze 001, Haftmagnet 008, Bedienungsanleitung, Kennblatt Sensor with accessories kit including cable 012, adapter 017, mounting stud 003, adhesive wax 002, insulating flange 006 with wrench, probe 001, magnetic base 008, instruction manual, data sheet
KS50; KS51; KS52:	Aufnehmer mit Kennblatt Sensor with data sheet

Hinweis: Auf Wunsch liefern wir unsere Aufnehmer mit einem kostengünstigen DKD-Kalibrierzertifikat. Preise auf Anfrage.

Note: Our transducers can be supplied with an attractively priced calibration certificate of DKD. Prices on demand.

Änderungen vorbehalten.

Specifications subject to change without prior notice.

Manfred Weber

Metra Meß- und Frequenztechnik in Radebeul e.K.

Meißner Str. 58
D-01445 Radebeul
Tel. +49-(0)351-836 2191

P.O.Box 01 01 13
D-01435 Radebeul
Fax: +49-(0)351-836 2940

Ausgabe / Edition: 01/08

Internet: www.MMF.de
Email: Info@MMF.de

ANEXO C

Aislamiento efectivo de choques
que protege a humanos,
materiales y máquinas



Sylodamp® serie de modelos estándar

Sylodamp®: El perfecto material elástico para una alta amortiguación de materiales

Desafío

Cuando los choques actúan con altos picos de fuerza sobre humanos, materiales o máquinas, se producen cargas que pueden causar daños irreversibles. Estos efectos negativos pueden manifestarse en diversos ámbitos, como en la operación de máquinas o equipos electrónicos y durante el transporte de mercancías pesadas y sensibles.

Solución Getzner para un aislamiento efectivo de choques

El material de PUR Sylodamp® se desarrolló específicamente para reducir de manera efectiva cargas en forma de choques. Las características únicas de amortiguación permiten una estabilización mucho más rápida del impulso de choque.

Campos de aplicación

Con una suspensión Sylodamp® se previene el desgaste elevado de elementos mecánicos y la rápida fatiga de materiales, sobre todo en cargas de choque continuas. Las personas también se benefician de una amortiguación efectiva, como por ejemplo al proteger el aparato locomotor de choques cuando se practica deporte.





Suspensión de pies de máquinas



Los accesorios se pueden producir en una gran diversidad de formas y medidas

Las combinaciones de material han resultado ser eficaces

Gracias a los seis tipos de Sylodamp[®] perfectamente adaptados y las nuevas opciones de cálculo es posible crear soluciones exactas para los requerimientos específicos. Las combinaciones de Sylodamp[®] con elementos Isotop[®] o materiales SR Sylomer[®] ofrecen una solución óptima en las aplicaciones más diversas para minimizar las vibraciones y además absorber golpes y choques de manera efectiva.

Además: Gracias a la alta absorción de energía y una gran elasticidad en el rebote se garantiza una amortiguación reproducible y duradera.

De larga duración y amigable con el medio ambiente

Sylodamp[®] convence no solo por su efecto, sino también por su durabilidad. Al evitar el uso de plastificantes se mantiene la durabilidad de la eficacia del material. Sylodamp[®] además es resistente a los rayos UV y al ozono, y se produce sin gas propelente.

Ventajas de una solución con Sylodamp[®]

- Absorción de cargas en forma de golpes
- Reducción de ruido propagado por estructuras sólidas inducido por golpes
- Absorción de energía elevada
- Excelente elasticidad en el rebote
- Soluciones específicas para el cliente
- Durabilidad

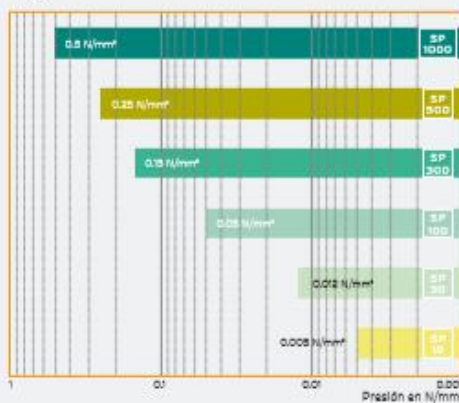


- 1 Isotop[®] suspensión DSD: Soluciones óptimas gracias a combinaciones de materiales en el ámbito de calefacción, aire acondicionado y ventilación
- 2+6 Los equipos electrónicos sensibles son protegidos con soportes Sylodamp[®]
- 3 Amortiguación de pisos para actividades deportivas: Los soportes Sylodamp[®] protegen el aparato locomotor
- 4 Las plantillas para el calzado brindan más amortiguación y por lo tanto aumentan el confort
- 5 Desacoplamiento de vibraciones de una prensa estamadora para un funcionamiento intacto

Soluciones rentables

La serie de tipos Sylodamp_® está disponible en seis grados de rigidez. De esta manera se cubren los ámbitos de carga más diversos.

Serie de tipos Sylodamp_® Carga continua estática



Para que el material Sylodamp_® pueda desplegar su máximo potencial, en requerimientos complejos se requiere de un cálculo mediante el análisis de elementos finitos (FEM) para la colocación adecuada del material. Los especialistas Getzner desarrollarán junto con usted una solución óptima para su requerimiento.



Aplicaciones en las que ya se ha probado el uso de Sylodamp_® :

- Maquinaria (p. ej.: Protección antichoques, pies de máquinas, suspensión de telares, embragues electromagnéticos)
- Calefacción, aire acondicionado, ventilación (p. ej.: Suspensión de compresores, sellado de ventiladores, suspensión de planta de cogeneración)
- Técnica de transporte y movimiento de materiales (p. ej.: Amortiguadores de topes, protección del transporte, revestimiento de embudos, topes finales mecánicos de carros, cintas transportadoras)
- Construcción de vehículos (p. ej.: Suspensión de baterías, elementos amortiguadores en asientos, topes de puertas, amortiguadores hidráulicos, reposacabezas)
- Industria electrónica (p. ej.: Soportes de pantallas, carcasas para aparatos de medición y comprobación, absorbedores de choques en cámaras de vigilancia, soporte de láseres)
- Industria del deporte (p. ej.: Protectores para textiles deportivos, soporte elástico de suelos para actividades deportivas, colchonetas de seguridad, plantillas para calzado)

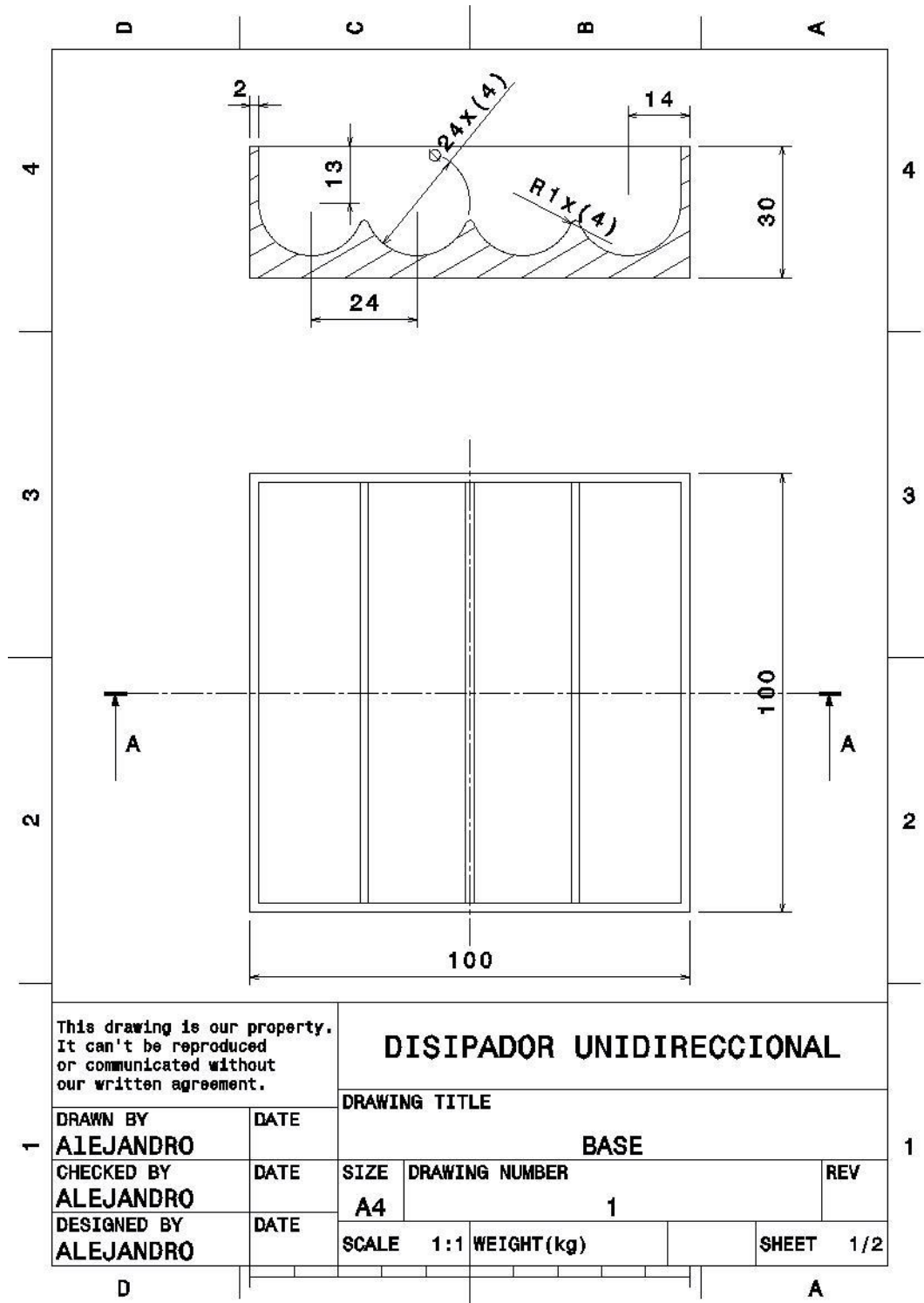


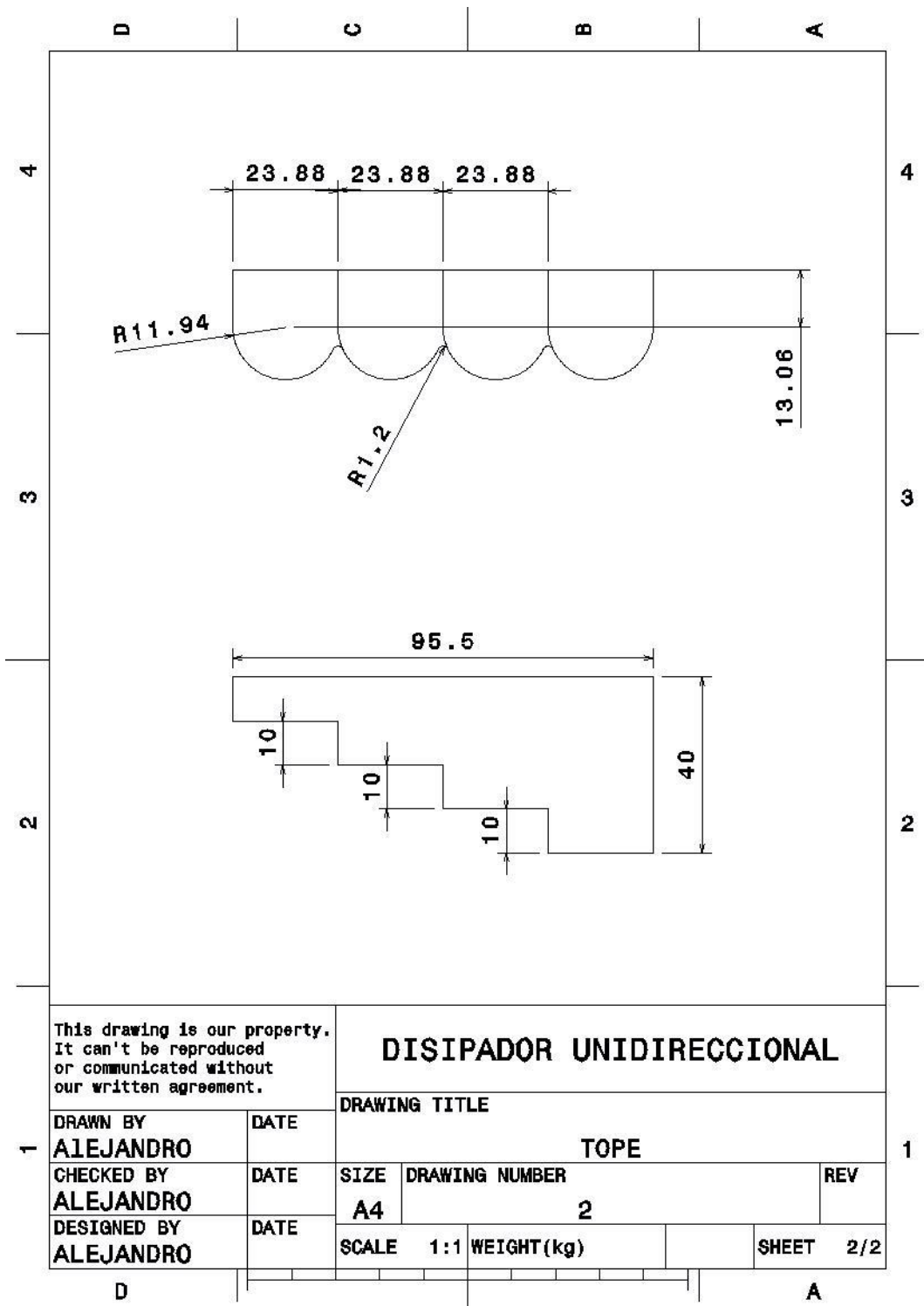
Universidad de Valladolid



**ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES**

ANEXO D





ANEXO E

