



Universidad de Valladolid



ESCUELA DE INGENIERÍAS
INDUSTRIALES

UNIVERSIDAD DE VALLADOLID

ESCUELA DE INGENIERIAS INDUSTRIALES

Grado en Ingeniería Mecánica

**ESTIMACIÓN EXPERIMENTAL DEL
AMORTIGUAMIENTO POR RASANTE EN
FORJADOS.**

Autor:

Raúl Martín González

Tutores:

Antolín Lorenzana Ibán

*Área de Mecánica de los Medios
Continuos y Teoría de Estructuras*

Marta Herráez Sánchez

Área de Ingeniería Mecánica

Valladolid, Febrero 2022.

Resumen.

En este trabajo se va a estudiar cómo cambian las propiedades dinámicas de un forjado poco amortiguado, al cambiar la capa de compresión por otra de igual masa, pero diferente amortiguamiento. Se utiliza como forjado una plataforma de madera, mientras que como capas de compresión se usan vigas de madera colocadas sobre la plataforma. El amortiguamiento de la capa de compresión se produce mediante la fricción seca que aparece en los extremos de la viga, debido al esfuerzo rasante existente en esta zona. Los ensayos realizados se dividen en dos partes. En la primera parte las capas de compresión tienen una masa equivalente de una viga, mientras que, en la segunda parte, las capas de compresión tienen una masa equivalente a dos vigas. Con los datos obtenidos de estos ensayos se realiza un ajuste de curva para un sistema de un grado de libertad, con el objetivo de obtener las propiedades modales. Una vez obtenidas estas propiedades se procede a realizar un modelo computacional, el cual se valida mediante la calibración de este para cada ensayo realizado, para ello se comparan las FRF del modelo y del ensayo.

Palabras clave.

Frecuencia natural, Factor de amortiguamiento, Modelo Computacional, Calibración, Función de respuesta en frecuencia.

Abstract.

In this work we are going to study how the dynamic properties of an underdamped slab change when the compression layer is replaced by a layer of equal weight but different damping. A wooden platform is used as the slab, while wooden beams placed on top of the platform are used as compression layers. The damping of the compression layer is produced by the dry friction that appears at the ends of the beam, due to the shear stress in this area. The tests carried out are divided into two parts. In the first part, the compression layers have a weight equivalent to one beam, while in the second part, the compression layers have a weight equivalent to two beams. With the data obtained from these tests, a curve fitting is performed for a one degree of freedom system in order to obtain the modal properties. Once these properties have been obtained, a computational model is created, which is validated by calibrating it for each test performed, comparing the FRFs of the model and the test.

Keywords.

Natural Frequency, Damping ratio, Computational model, Calibration, Frequency response function.

ÍNDICE GENERAL.

1.	INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.	15
1.1.	Introducción.	15
1.2.	Objetivos.	18
1.3.	Estructura del trabajo.	19
2.	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.	21
2.1.	Definición de vibración.	21
2.2.	Fenómeno de resonancia.	21
2.3.	Amortiguamiento.	22
2.3.1.	Amortiguamiento viscoso.	22
2.3.2.	Amortiguamiento interno o por histéresis.	22
2.3.3.	Amortiguamiento estructural o amortiguamiento por fricción seca.	22
2.4.	Ecuación del movimiento de un sistema vibratorio.	23
2.5.	Función de respuesta en frecuencia (FRF).	25
2.5.1.	Receptancia.	25
2.5.2.	Movilidad.	25
2.5.3.	Inertancia o acelerancia.	25
2.6.	Representación de las funciones de respuesta en frecuencia.	26
2.6.1.	Diagrama de Bode.	26
2.6.2.	Diagrama de Nyquist.	27
2.7.	Ajuste de curvas (curve fitting).	29
2.8.	Definición modelo computacional.	30
2.9.	Cálculo de incrementos en porcentaje.	30
3.	ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA PLATAFORMA DE MADERA.	31
3.1.	Material utilizado.	31
3.2.	Instrumentación.	33
3.3.	Cadena de medida.	35
3.4.	Ensayos experimentales.	39
3.5.	Presentación y comparativa entre los resultados experimentales y los ajustes realizados.	43
3.5.1.	Ensayo 1.	44
3.5.2.	Ensayo 2.	46
3.5.3.	Ensayo 3.	48
3.5.4.	Ensayo 4.	50

Estimación experimental del amortiguamiento por rasante en forjados

3.5.5.	Ensayo 5.	53
3.5.6.	Ensayo 6.	55
3.5.7.	Ensayo 7.	57
3.5.8.	Ensayo 8.	59
3.5.9.	Ensayo 9.	61
3.6.	Conclusiones resultados experimentales:.....	63
4.	MODELO COMPUTACIONAL Y CALIBRADO EN SAP2000.....	65
4.1.	Modelo Computacional.....	65
4.2.	Calibración modelo computacional. Calibrado ensayo 1.....	75
4.3.	Calibración ensayo 2.	87
4.4.	Calibración ensayo 6.	89
4.5.	Calibración ensayo 7.	90
4.6.	Calibración ensayo 8.	92
4.7.	Calibración ensayo 9.	93
5.	CONCLUSIONES.	95
	BIBLIOGRAFÍA.....	97
	ANEXOS.	99
	Anexo A. Características acelerómetro. [27].....	99
	Anexo B. Características shaker. [28].....	100
	Anexo C. Teoría de vigas uniformes. [29].....	100
	Anexo D. Ajuste de curvas por el método SDOF. [30].....	101

ÍNDICE FIGURAS.

Figura 1.1. Puente de Tacoma Narrows. [6]	16
Figura 1.2. Pasarela del milenio de Norman Foster. [7]	16
Figura 1.3. Capa de compresión. [10]	17
Figura 1.4. Plataforma de madera (forjado) y vigas de madera (capa de compresión). ..	18
Figura 2.1. Modelo de un sistema de 2 grados de libertad no amortiguado. [13]	23
Figura 2.2 Modelo sistema 2 grados de libertad amortiguamiento viscoso. [13]	24
Figura 2.3. Diagrama de Bode de la inercia de un sistema de un grado de libertad no amortiguado. [15]	27
Figura 2.4. Diagrama de Bode de la movilidad de un sistema de 4 grados de libertad amortiguado. [15]	27
Figura 2.5. Diagrama de Nyquist de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso (columna izquierda) y con amortiguamiento histérico (columna derecha). (a) Receptancia, (b) Movilidad y (c) Inercia. [15]	28
Figura 2.6. Diagramas de Nysquit de la receptancia de un sistema de dos grados de libertad con amortiguamiento proporcional (izquierda) y amortiguamiento no-proporcional (derecha). [15]	29
Figura 3.1. Plataforma de madera.	31
Figura 3.2. Sección de la plataforma. [19]	32
Figura 3.3. Imagen superior Sylodamp más rígido, imagen inferior Sylodamp menos rígido.	32
Figura 3.4. Acelerómetro IEPE-ICP METRA MMF KS76C.10/.100.	33
Figura 3.5. Shaker APS 400 ELECTRO-SEIS.	34
Figura 3.6. Tarjeta de adquisición de datos SIRIUS HD-STG.	34
Figura 3.7. Esquema de la configuración de los acelerómetros y del Shaker.....	35
Figura 3.8. Inercia (en magnitud) del punto SH-estructura. En el Eje X se representa el rango de frecuencias [0, 10] Hz y en el Eje Y se representa el logaritmo de la inercia.	
36	
Figura 3.9. Representación que hace DewesoftX del movimiento de los 11 puntos de medida de la plataforma de madera. (Forma modal)	37
Figura 3.10. Tabla con la frecuencia y el amortiguamiento de los dos primeros modos propios obtenidos mediante la técnica Peak-picking.	37
Figura 3.11. Método Circle fitting del primer modo propio.	37
Figura 3.12. Función de coherencia.	38
Figura 3.13. Superposición de la FRF y la función de coherencia.	38
Figura 3.14. Configuración experimental del ensayo 1.	39
Figura 3.15. Configuración experimental del ensayo 2.	40

Figura 3.16. Momentos de inercia de una sección rectangular. [25].....	41
Figura 3.17. Viga elevada con tuercas, configuración experimental ensayo 3.	41
Figura 3.18. Colocación del Sylodamp entre la viga y la plataforma, configuración experimental ensayo 4.	42
Figura 4.1. Comando “New Model”.	65
Figura 4.2. Ventana de configuración del nuevo modelo.	65
Figura 4.3. Parámetros de configuración de la rejilla.	66
Figura 4.4. Comando de visualización de plano XZ.	67
Figura 4.5. Rejilla con burbujas.	67
Figura 4.6. Imagen izquierda panel de opciones botón derecho, imagen derecha ventana “Edit Grid Data”.....	67
Figura 4.7. Ventana “Modify/Show System”.	68
Figura 4.8. Opción “Define”.	68
Figura 4.9. Ventana “Define Materials”.	68
Figura 4.10. Ventana “Add New Material”.....	69
Figura 4.11. Ventana de configuración del material.....	69
Figura 4.12. Ventana “Frame Properties”.	70
Figura 4.13. Ventana de dialogo “Add Frame Section Property”.....	70
Figura 4.14. Ventana “Property Data”, propiedades de la sección.....	71
Figura 4.15. Ventana “General Section”.	71
Figura 4.16. Comando “Quick Draw Frame”.....	72
Figura 4.17. Ventana “Properties of Object”.	72
Figura 4.18. Ventana “Divide Selected Frames”.	72
Figura 4.19. Etiquetas “Labels” de los nodos creados.	73
Figura 4.20. Ventana “Assign Joint Restraints”.....	73
Figura 4.21. Ventana “Assign Joint Springs”.	74
Figura 4.22. Ventana “Assign Joint Masses”.	74
Figura 4.23 Ventana “Analysis Options”.	75
Figura 4.24. Puntos de medida de la FRF en SAP2000.....	76
Figura 4.25. Ventana “Define Load Patterns”.	76
Figura 4.26. Cuadro de dialogo “Define Load Case”.	76
Figura 4.27. Cuadro de dialogo “Load Case Data”.	77
Figura 4.28. Ventana “Assign Joint Forces”.....	78
Figura 4.29. Ventana “Plot Function Trace Display Definition”.....	80
Figura 4.30. Ventana “Plot Functions”.....	80

Figura 4.31. Ventana “Joint Plot Function”	81
Figura 4.32. Nueva ventana “Plot Function Trace Display Definition”	81
Figura 4.33 Ventana “Display Plot Function Traces”	82
Figura 4.34. Fichero de datos exportado en formato .txt.....	82
Figura 4.35. “Hysteretic Damping”	85
Figura 4.36. Opción “Interpolated Hysteretic Damping by Frequency”	86
Figura 4.37. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 2.	88
Figura 4.38. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 6.	89
Figura 4.39. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 7.	91
Figura 4.40. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 8.	92
Figura 4.41. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 9.	94
Figura A.1. Ventana Excel columnas de frecuencia e inercia (real).....	101
Figura A.2. Ventana Excel, casillas de las variables buscadas.....	101
Figura A.3. Ventana Excel columnas de frecuencia, inercia (real) e inercia (ajuste). 102	
Figura A.4. Ventana herramienta Solver.....	103

ÍNDICE TABLAS.

Tabla 2.1. Denominación y representación en magnitud de distintas FRFs. [16].....	26
Tabla 3.1. Lista de acelerómetros y su canal correspondiente en Sirius.	35
Tabla 3.2. Primeros modos de resonancia ensayo 1. Ajuste a sistema MDOF.	44
Tabla 3.3. Primeros modos de resonancia ensayo 1. Ajuste a sistema SDOF.....	46
Tabla 3.4. Primeros modos de resonancia ensayo 2. Ajuste a sistema MDOF.	46
Tabla 3.5. Primeros modos de resonancia ensayo 2. Ajuste a sistema SDOF.....	48
Tabla 3.6. Primeros modos de resonancia ensayo 3. Ajuste a sistema MDOF.	49
Tabla 3.7. Primeros modos de resonancia ensayo 3. Ajuste a sistema SDOF.....	50
Tabla 3.8. Primeros modos de resonancia ensayo 4. Ajuste a sistema MDOF.	51
Tabla 3.9. Primeros modos de resonancia ensayo 4. Ajuste a sistema SDOF.....	53
Tabla 3.10. Primeros modos de resonancia ensayo 5. Ajuste a sistema MDOF.	53
Tabla 3.11. Primeros modos de resonancia ensayo 5. Ajuste a sistema SDOF.....	55
Tabla 3.12. Primeros modos de resonancia ensayo 6. Ajuste a sistema MDOF.	55
Tabla 3.13. Primeros modos de resonancia ensayo 6. Ajuste a sistema SDOF.....	57
Tabla 3.14. Primeros modos de resonancia ensayo 7. Ajuste a sistema MDOF.	57
Tabla 3.15. Primeros modos de resonancia ensayo 7. Ajuste a sistema SDOF.....	59
Tabla 3.16. Primeros modos de resonancia ensayo 8. Ajuste a sistema MDOF.	59
Tabla 3.17. Primeros modos de resonancia ensayo 8. Ajuste a sistema SDOF.....	61
Tabla 3.18. Primeros modos de resonancia ensayo 9. Ajuste a sistema MDOF.	61
Tabla 3.19. Primeros modos de resonancia ensayo 9. Ajuste a sistema SDOF.....	63
Tabla 4.1. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con un módulo de elasticidad de $1,2 \times 10^{10}$ Pa.....	78
Tabla 4.2. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con un módulo de elasticidad de $1,087 \times 10^{10}$ Pa.....	79
Tabla 4.3. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con una rigidez del muelle de 42500 N/m.....	79
Tabla 4.4. Propiedades dinámicas Ensayo 1.	85
Tabla 4.5. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.	87
Tabla 4.6. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.	89
Tabla 4.7. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.	90
Tabla 4.8. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.	92

Tabla 4.9. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo
calibrado..... 93

ÍNDICE GRÁFICAS.

Gráfica 3.1. Magnitud de la inercia del ensayo 1.	44
Gráfica 3.2. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 1.	45
Gráfica 3.3. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 1.	45
Gráfica 3.4. Magnitud de la inercia ensayo 2.	46
Gráfica 3.5. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 2.	47
Gráfica 3.6. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 2.	48
Gráfica 3.7. Magnitud de la inercia ensayo 3.	48
Gráfica 3.8. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 3.	49
Gráfica 3.9. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 3.	50
Gráfica 3.10. Magnitud de la inercia ensayo 4.	50
Figura 3.11. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 4.	52
Figura 3.12. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 4.	52
Gráfica 3.13. Magnitud de la inercia ensayo 5.	53
Gráfica 3.14. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 5.	54
Gráfica 3.15. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 5.	54
Gráfica 3.16. Magnitud de la inercia ensayo 6.	55
Gráfica 3.17. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 6.	56
Gráfica 3.18. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 6.	56
Gráfica 3.19. Magnitud de la inercia ensayo 7.	57
Gráfica 3.20. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 7.	58
Gráfica 3.21. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 7.	58
Gráfica 3.22. Magnitud de la inercia ensayo 8.	59
Gráfica 3.23. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 8.	60
Gráfica 3.24. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 8.	60
Gráfica 3.25. Magnitud de la inercia ensayo 9.	61
Gráfica 3.26. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 9.	62
Gráfica 3.27. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 9.	62
Gráfica 4.1. Magnitud de la inercia del modelo computacional ensayo 1 sin calibrar. 83	
Gráfica 4.2. Gráfica comparativa de la magnitud de la inercia real y la del modelo del ensayo 1.	84
Gráfica 4.3. Comparación de la magnitud de las inercias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 1.	87

Gráfica 4.4. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 2.	88
Gráfica 5. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 6.	90
Gráfica 4.6. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 7.	91
Gráfica 4.7. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 8.	93
Gráfica 4.8. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 9.	94
Gráfica A.1. Resultado del ajuste de curva.	103

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS.

1.1. Introducción.

La estructura y el sistema constructivo empleado es la parte más visible de un edificio, es lo que hace que se mantenga en pie. En el pasado, las estructuras eran grandes y pesadas, mientras que hoy en día, tanto arquitectos como ingenieros tratan de crear estructuras cada vez más esbeltas y ligeras. Debido a este afán de estructuras ligeras, y a la aparición y utilización de nuevas tecnologías y materiales, los arquitectos e ingenieros buscan utilizar los mínimos espesores de forjados y sección de las barras que conforman el esqueleto resistente de la estructura. [1]

La optimización estructural del forjado con el uso de espesores mínimos y la utilización de nuevos materiales más ligeros ha llevado a una reducción global y drástica tanto de la masa como de la amortiguación de los forjados. Por lo tanto, los forjados modernos sufren problemas de vibración inducidos por las actividades humanas. Estos problemas se ven agravados por el hecho de tener el forjado poca masa, lo que hace que la misma fuerza de excitación provoque aceleraciones mayores, las cuales pueden resultar incómodas para otros usuarios. Además, en la actualidad, los arquitectos e ingenieros también buscan grandes espacios libres de columnas y tabiques, lo que hace disminuir la rigidez del forjado y, por tanto, hacen que el rango de frecuencias críticas de estos pueda coincidir con la frecuencia de la fuerza de los pasos de las personas. [2]

A causa de los problemas vibratorios que pueden sufrir los forjados, estos se diseñan para condiciones de estado límite último y de estado límite en servicio [3], definiéndose estos como:

- Estado límite último (ELU): es un estado límite, tal que de ser rebasado, la estructura completa o una parte de la misma puede colapsar al superar su capacidad resistente [4]. Un ejemplo histórico de ELU es el puente de Tacoma Narrows (Figura 1.1), el cual colapsó porque los vientos moderados producían un “aleteo” (flutter) aeroelástico que se autoexcitaba sin límite para cualquier velocidad de viento sostenida constante por encima de unos 56 km/h [5].



Figura 1.1. Puente de Tacoma Narrows. [6]

- Estado límite de servicio (ELS): es un tipo de estado límite que, de ser rebasado, produce una pérdida completa de funcionalidad o deterioro de la estructura, pero no un riesgo inminente a corto plazo. En general estas situaciones son reparables o admiten medidas paliativas [4]. Un ejemplo de ELS es la pasarela del Milenio de Norman Foster (Figura 1.2), esta pasarela tuvo que ser clausurada para ser reparada a los pocos días de su inauguración, debido a las pequeñas vibraciones inducidas por los viandantes al caminar y que provocaba inseguridad en las personas.



Figura 1.2. Pasarela del milenio de Norman Foster. [7]

Aunque anteriormente, como ejemplos de estado límite último y de servicio se han puesto un puente y una pasarela por ser los más conocidos, estas situaciones también ocurren en los forjados, siendo el estado límite de servicio el que gobierna el diseño, debido a que pequeñas vibraciones pueden afectar de distintas formas a las personas, mientras unas pueden sufrir malestar e inseguridad, otras personas pueden no detectarlas. Existen otros muchos ejemplos de patologías en forjados con origen en problemas vibratorios y de fatiga mecánica los cuales se pueden ver en profundidad en la referencia [8].

Debido a la importancia que tiene el estudio de las vibraciones en el diseño de los forjados se ha procedido a realizar este trabajo, en el que se estudia un forjado poco amortiguado, al cual se le sustituye la capa de compresión por otra de igual peso y distinto amortiguamiento, esta capa está apoyada y no unida al mismo. Entendiéndose como capa de compresión a una masa de hormigón que, en un forjado, se coloca sobre las viguetas y las bovedillas (ver Figura 1.3) y sirve para transmitir las cargas verticales del vano a las viguetas, así como de acodalamiento transversal frente a las cargas horizontales [9].

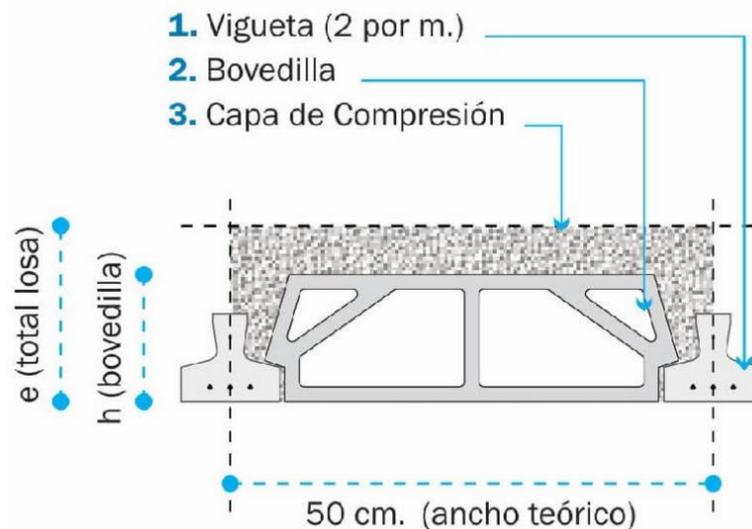


Figura 1.3. Capa de compresión. [10]

Para realizar este estudio debido a que no se dispone de un forjado, se usa una plataforma de madera como equivalente (ver Figura 1.4), la cual está disponible en el laboratorio de Estructuras de la Escuela de Ingenierías Industriales de Valladolid. Sobre dicha plataforma se realizan distintos ensayos experimentales, en los que se usan vigas de madera colocadas sobre la plataforma como capa de compresión. Los ensayos se dividen en dos partes. En la primera parte, se ensayan capas de compresión con amortiguamientos diferentes, siendo la masa de cada capa igual a la masa de una viga de madera, mientras que, en la segunda parte, las capas de compresión tienen la masa de dos vigas de madera y, al igual que en la primera parte, distintos amortiguamientos.

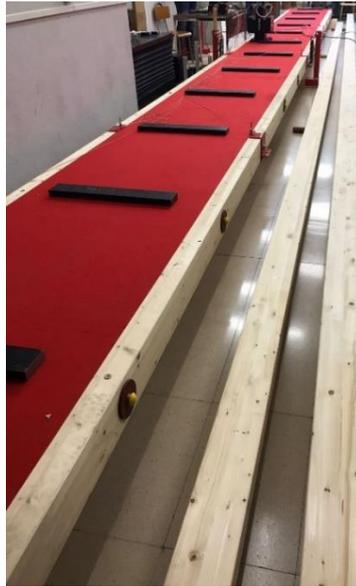


Figura 1.4. Plataforma de madera (forjado) y vigas de madera (capa de compresión).

1.2. Objetivos.

Los objetivos principales buscados a través de la realización de este trabajo son:

- Evaluar cómo cambian las propiedades dinámicas de los forjados cuando se sustituye la capa de compresión por otra de igual peso que el retirado, pero con distinto amortiguamiento.
- Obtención de las propiedades modales a través del ajuste de curvas, para ello se ajustan los datos medidos experimentalmente a la respuesta teórica de un sistema de 1gdl.
- Desarrollo de modelos computacionales en el software SAP2000, y posterior calibrado de estos, con el fin de que representen el comportamiento dinámico de la estructura para cada capa de compresión ensayada.

Mientras que los objetivos secundarios son:

- Aprendizaje en el uso del software DewesoftX [11], el cual permite adquirir y procesar registros de aceleraciones.
- Mejorar en el manejo de SAP2000 [12], el cual permite realizar un modelo de elementos finitos.

- Manejo del programa Excel para el tratamiento y representación de los resultados.

1.3. Estructura del trabajo.

Para lograr los objetivos establecidos, el trabajo se estructura de la siguiente manera:

- ❖ Primer apartado de introducción y objetivos, en él se establece la justificación de por qué se ha realizado dicho trabajo y los objetivos que se buscan mediante la realización del mismo.
- ❖ Segundo apartado de fundamentos teóricos, con el que se pretende dar una pequeña base sobre vibraciones y su análisis.
- ❖ Tercer apartado de análisis experimental, en este apartado se explican cómo se realizan los experimentos y el posterior tratamiento de los datos obtenidos.
- ❖ Cuarto apartado de SAP2000, en este apartado se explica cómo crear y calibrar un modelo computacional realizado con el software SAP2000. Entendiéndose por calibrado, el proceso de ajuste de los parámetros introducidos en el software, de tal manera que la respuesta computacional se asemeje a la experimental.
- ❖ Quinto apartado de conclusiones, en él se resumen las principales aportaciones conseguidas a partir de los resultados obtenidos en el apartado experimental y del modelo de elementos finitos de SAP2000.

El documento se completa con la bibliografía, donde se enumeran todas las fuentes bibliográficas que se han usado para la realización del trabajo.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS.

En este apartado se introducen conceptos teóricos básicos para un mejor entendimiento del trabajo.

2.1. Definición de vibración.

Una vibración es una respuesta oscilatoria de un sistema mecánico, es decir, es un movimiento alrededor de una posición de equilibrio [13]. Las vibraciones se caracterizan por su amplitud y frecuencia.

Siendo la amplitud la variación de una magnitud física que varía con el tiempo, al tratarse de un movimiento esta magnitud puede ser desplazamiento, velocidad o aceleración. Generalmente se mide en términos de aceleración [m/s^2], dado que es más fácil de medir mediante acelerómetros [14].

Mientras que la frecuencia es el número de veces por segundo que se realiza el ciclo completo de oscilación y se mide en [Hz]. La frecuencia indica el número de veces que el sistema vibra por segundo [14].

Las vibraciones pueden producirse de forma natural en un sistema y estas son representativas de su comportamiento dinámico natural y libre. Pero también pueden ser forzadas en un sistema a través de alguna forma de excitación [13].

2.2. Fenómeno de resonancia.

Este fenómeno se da en sistemas forzados, es decir, aquellos en los que existe una fuerza de excitación. Y ocurre cuando la frecuencia de la fuerza de excitación coincide con la frecuencia natural del sistema al que está excitando, provocando que la respuesta vibratoria sea máxima o lo que es lo mismo aumentando la amplitud a un valor máximo en un intervalo de frecuencias cercano a la frecuencia natural.

La frecuencia natural de un sistema es aquella frecuencia a la que tiende a vibrar un sistema mecánico, cuando se le da una perturbación inicial y se le permite ejecutar vibraciones libres, es decir, sin una excitación forzada posterior. A esta frecuencia de vibración el sistema toma una forma geométrica determinada denominada forma modal.

Cualquier movimiento de un sistema vibratorio puede ser representado en términos de sus frecuencias naturales y formas modales [13].

2.3. Amortiguamiento.

Las vibraciones libres son una manifestación del comportamiento oscilatorio de los sistemas mecánicos, como resultado de un intercambio repetitivo de energía cinética y potencial entre los componentes del sistema. No todos los sistemas que pueden mantener dos formas de energía reversible muestran oscilaciones libres. La razón de esto se debe a la presencia de un mecanismo de disipación de energía que puede agotar la energía del sistema antes de completar un solo ciclo de oscilación. Tal disipación es proporcionada por el amortiguamiento de los sistemas. Cualquier sistema mecánico es capaz de sufrir oscilaciones forzadas, independientemente del grado de disipación de energía (amortiguamiento). En este caso la energía necesaria para mantener la oscilación vendrá de la fuente de excitación y se repondrá continuamente. Existen tres tipos principales de amortiguamiento en los sistemas mecánicos, estos son: amortiguamiento viscoso, amortiguamiento interno y amortiguamiento estructural [13].

2.3.1. Amortiguamiento viscoso.

El amortiguamiento viscoso surge de la disipación de energía mecánica resultante de las fuerzas de arrastre y de las interacciones dinámicas asociadas cuando un sistema mecánico o sus componentes se mueven en un fluido.

2.3.2. Amortiguamiento interno o por histéresis.

El amortiguamiento por histéresis es el resultado de la disipación de energía mecánica dentro del material debido a varios procesos microscópicos y macroscópicos. Ejemplo de esto son las dislocaciones, los bordes de grano, etc.

2.3.3. Amortiguamiento estructural o amortiguamiento por fricción seca.

Este tipo de amortiguamiento es causado por la disipación de energía mecánica como resultado de los movimientos relativos entre componentes en un sistema que tiene puntos de contacto comunes, uniones o soportes.

2.4. Ecuación del movimiento de un sistema vibratorio.

La ecuación de movimiento de un sistema vibratorio es la respuesta del sistema ante una excitación ya sea libre o forzada.

Lo primero que se ha de conocer antes de obtener la ecuación del movimiento son los grados de libertad del sistema vibratorio. Estos son el conjunto de coordenadas independientes que determinan completamente la configuración del sistema [13].

Para el caso general de un sistema de N grados de libertad forzado y no amortiguado, la ecuación del movimiento viene dada por la expresión EC.2.1 [15].

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (EC. 2.1)$$

Donde:

$[M]$: es la matriz masa $N \times N$.

$[K]$: es la matriz rigidez $N \times N$.

$\{x(t)\}$: es el vector desplazamiento $N \times 1$.

$\{f(t)\}$: es el vector fuerza $N \times 1$.

El modelo que representa la ecuación EC.2.1 es similar al de la Figura 2.1, donde se representa el caso de 2 grados de libertad, para el caso de N grados se tendrían N masas cada una con un grado de libertad [13].

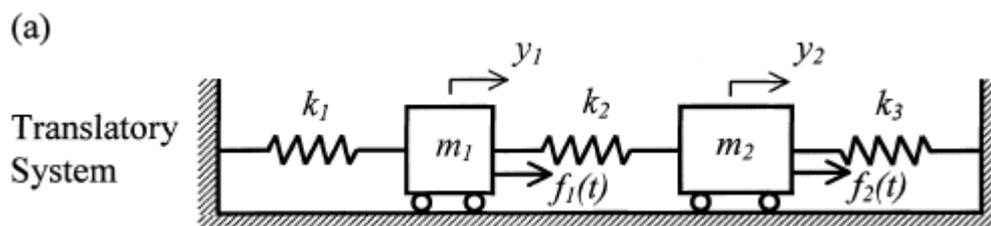


Figura 2.1. Modelo de un sistema de 2 grados de libertad no amortiguado. [13]

En el caso de que el sistema de N grados de libertad posea amortiguamiento, este puede ser representado por una fuerza de resistencia. Entonces la ecuación del movimiento para un sistema amortiguado viene dada por la expresión EC.2.2 [15].

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} - \{D\} \quad (EC. 2.2)$$

Donde:

$\{D\}$: es el vector fuerza de amortiguamiento.

Modelar el amortiguamiento real es complicado, por lo que a menudo se emplea un modelo lineal, cuya energía de disipación es equivalente a la del sistema real. El modelo más utilizado es el modelo viscoso, en el cual la fuerza es proporcional a la velocidad. Esta fuerza puede ser expresada como:

$$\{D\} = [C]\{\dot{x}(t)\} \quad (EC. 2.3)$$

En la cual $[C]$ es la matriz de amortiguamiento. Siendo la ecuación resultante del movimiento del sistema la expresión EC.2.4.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (EC. 2.4)$$

Por tanto, el amortiguamiento viscoso se modela como un amortiguador tal y como se muestra en la Figura 2.2 [13].

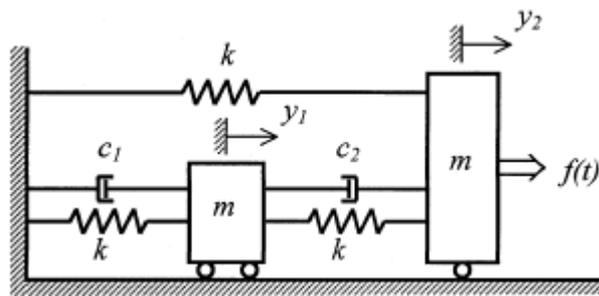


Figura 2.2 Modelo sistema 2 grados de libertad amortiguamiento viscoso. [13]

Si la matriz $[C]$ es ortogonal a los vectores modales, entonces se tiene que el amortiguamiento es del tipo proporcional. Este tipo de amortiguamiento tiene la ventaja de que permite descomponer el sistema en N ecuaciones de movimiento de un solo grado de libertad, lo que facilita el análisis del sistema.

La definición habitual de amortiguamiento proporcional es que la matriz de amortiguamiento $[C]$ es de la forma [15]:

$$[C] = \beta[K] + \gamma[M] \quad (EC. 2.5)$$

Donde:

β : es el coeficiente proporcional de la rigidez.

γ : es el coeficiente proporcional de la masa.

2.5. Función de respuesta en frecuencia (FRF).

La función de respuesta en frecuencia (FRF) es una función en variable compleja que relaciona la respuesta del sistema vibratorio con la fuerza de entrada ver ecuación EC.2.6 [15].

$$H(\omega) = \frac{R}{F} \quad (EC. 2.6)$$

Donde:

R : es la magnitud de salida que se mide (respuesta).

F : es la fuerza de excitación.

Dependiendo del tipo de magnitud medida en la salida se tienen tres tipos diferentes de FRF ver Tabla 2.1.

2.5.1. Receptancia.

Este tipo de FRF relaciona el desplazamiento con la fuerza y viene dado por la ecuación EC.2.7.

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{x}{f} \quad (EC. 2.7)$$

2.5.2. Movilidad.

Este tipo de FRF relaciona la velocidad con la fuerza y viene dado por la ecuación EC.2.8.

$$H(\omega) = Y(\omega) = \frac{v}{f} = i \cdot \omega \cdot \alpha(\omega) \quad (EC. 2.8)$$

2.5.3. Inertancia o acelerancia.

Este tipo de FRF relaciona la aceleración con la fuerza y viene dado por la ecuación EC.2.9.

$$H(\omega) = A(\omega) = \frac{a}{f} = -\omega^2 \cdot \alpha(\omega) \quad (EC. 2.9)$$

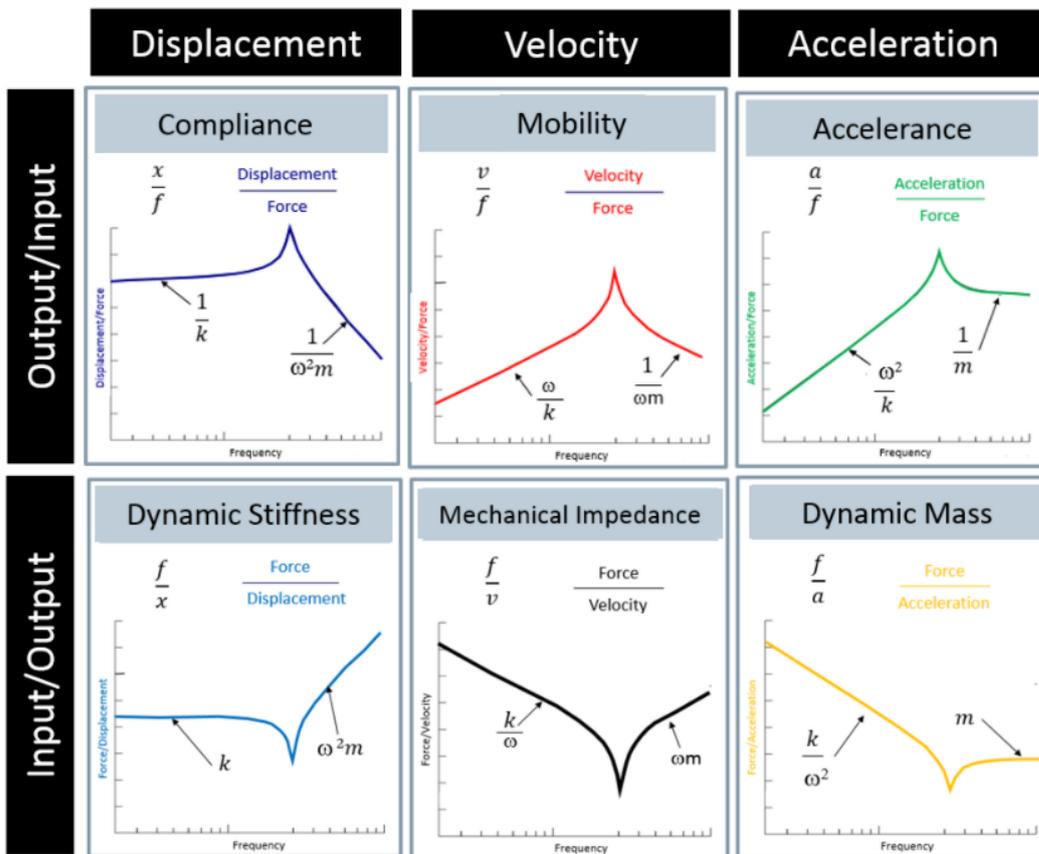


Tabla 2.1. Denominación y representación en magnitud de distintas FRFs. [16]

2.6. Representación de las funciones de respuesta en frecuencia.

La representación de las FRF se puede realizar a través de distintos diagramas, pero los más utilizados son:

2.6.1. Diagrama de Bode.

El diagrama de Bode consiste en dos gráficas, en una se representa el módulo de la FRF vs frecuencia y en la otra gráfica se representa la fase de la FRF vs frecuencia ver Figura 2.3. Normalmente debido al amplio rango de datos que se tiene es conveniente utilizar escalas logarítmicas como se muestra en la Figura 2.4 [15].

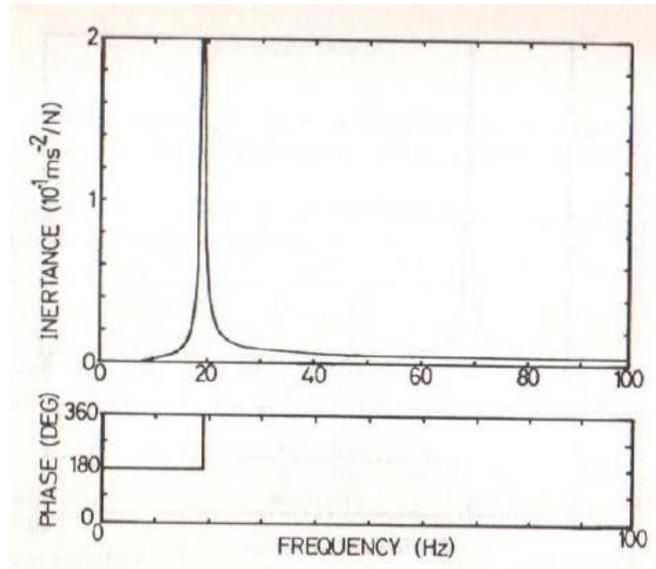


Figura 2.3. Diagrama de Bode de la inercia de un sistema de un grado de libertad no amortiguado. [15]

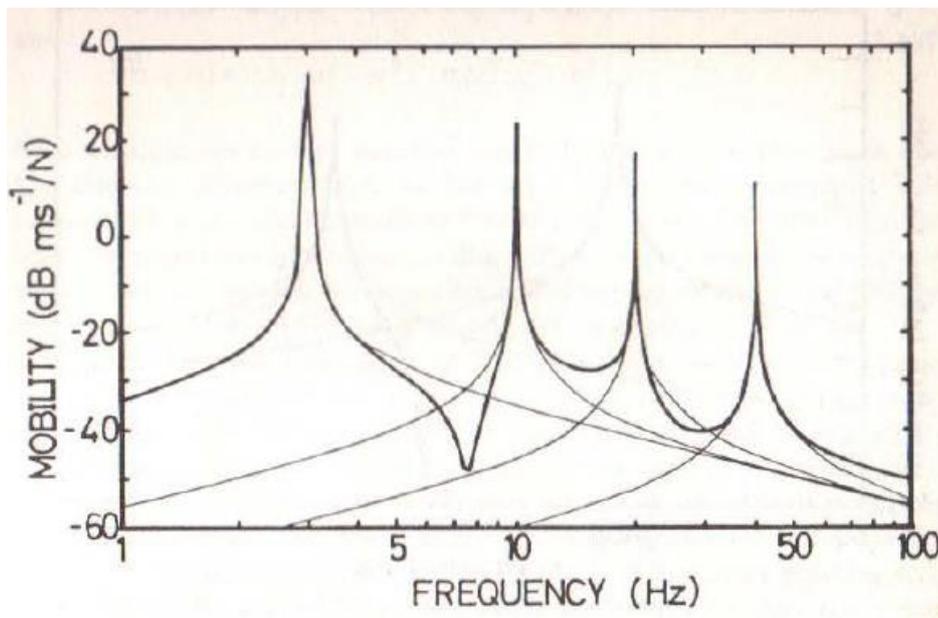


Figura 2.4. Diagrama de Bode de la movilidad de un sistema de 4 grados de libertad amortiguado. [15]

2.6.2. Diagrama de Nyquist.

El diagrama de Nyquist representa la parte real vs la parte imaginaria. Sin embargo, no muestra de forma explícita la información de la frecuencia, esta debe ser añadida mediante la identificación de valores de frecuencia correspondientes a puntos particulares de la curva.

La ventaja de este tipo de representación radica en que se centra en detalle en la zona de resonancia, ya que cuanto más lejos se esté de este punto los puntos representados estarán muy cerca unos de otros distorsionándose.

Como se muestra en la Figura 2.5 dependiendo del tipo de amortiguamiento que se tiene, hay una representación que forma un círculo exacto (marcado con un *), mientras que los otros sólo se aproximan a esta forma. Para la amortiguación viscosa, es la movilidad la que traza un círculo exacto, mientras que, para la amortiguación histórica, es la receptancia la que lo hace. En los demás casos, el grado de distorsión de una circunferencia depende en gran medida de la cantidad de amortiguación presente, que se vuelve insignificante a medida que la amortiguación disminuye [15].

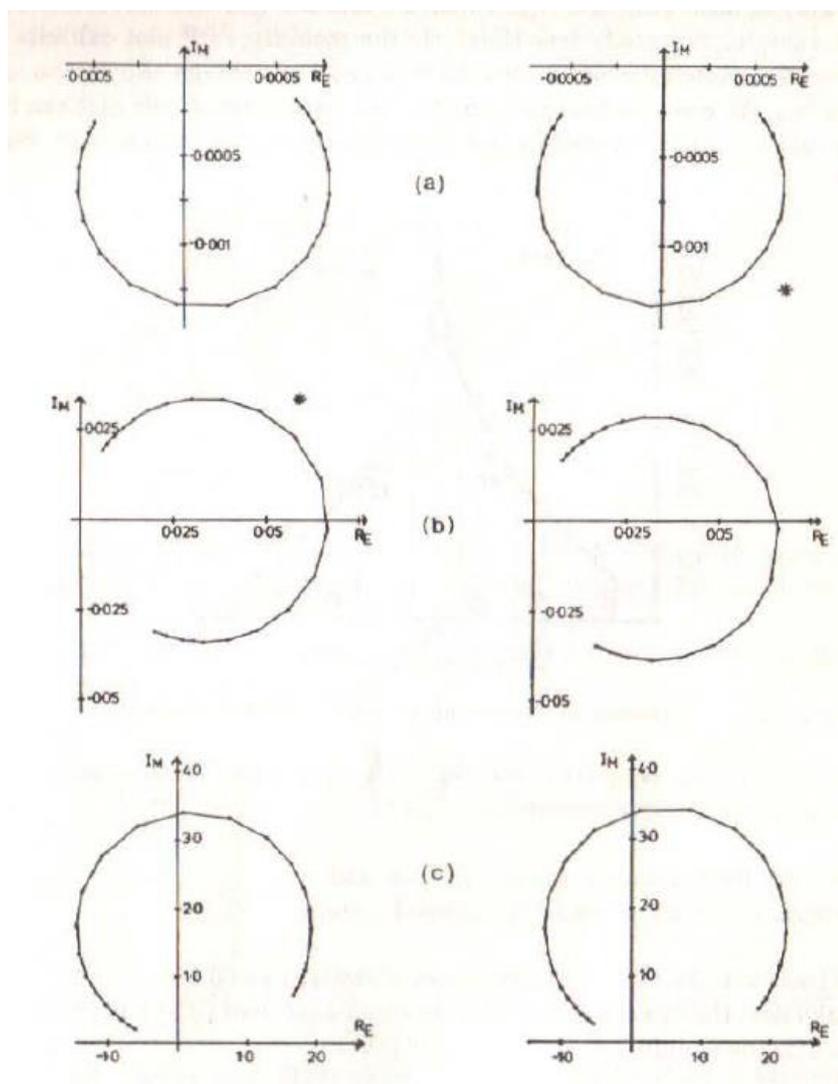


Figura 2.5. Diagrama de Nyquist de un sistema de un grado de libertad con amortiguamiento viscoso (columna izquierda) y con amortiguamiento histérico (columna derecha). (a) Receptancia, (b) Movilidad y (c) Inertancia. [15]

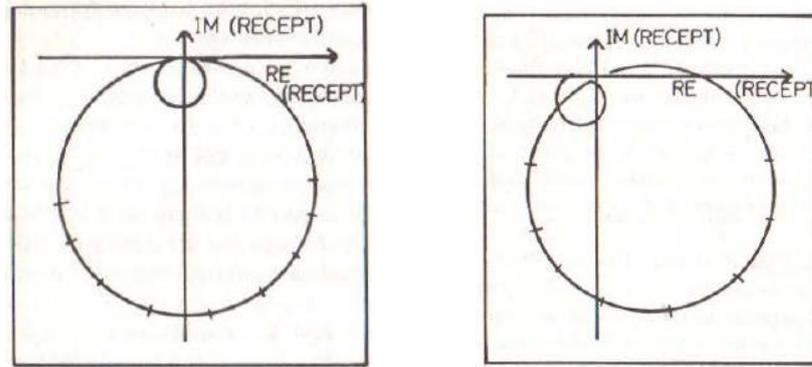


Figura 2.6. Diagramas de Nysquit de la receptancia de un sistema de dos grados de libertad con amortiguamiento proporcional (izquierda) y amortiguamiento no-proporcional (derecha). [15]

2.7. Ajuste de curvas (curve fitting).

Es el proceso por el cual, a partir de las FRF medidas, se estiman los parámetros modales: frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y formas modales [17].

El método consiste en buscar un ajuste de la curva experimental a la función teórica que, para un sistema de 1 gdl (SDOF), toma las siguientes expresiones según el tipo de FRF que se esté considerando [13], [15]:

❖ Receptancia:

$$|H(\omega)| = \frac{1/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega\zeta\omega_n)^2}} \quad (EC.2.10)$$

❖ Movilidad:

$$|H(\omega)| = \frac{\omega/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega\zeta\omega_n)^2}} \quad (EC.2.11)$$

❖ Acelerancia o Inertancia.

$$|H(\omega)| = \frac{\omega^2/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega\zeta\omega_n)^2}} \quad (EC.2.12)$$

Para sistemas de más de un grado de libertad (MDOF) se recurre al método de superposición modal. Nótese que para sistemas continuos con modos separados se podría hacer un ajuste a cada uno de los modos con el método SDOF en el correspondiente entorno de la FRF sin demasiada pérdida de precisión.

2.8. Definición modelo computacional.

Un modelo computacional es un modelo matemático realizado en ordenador el cual se basa en el método de elementos finitos. Requiere extensos recursos computacionales para estudiar el comportamiento de un sistema complejo por medio de la simulación por ordenador [18].

El método de elementos finitos considera la estructura como el ensamble de un número finito de partículas pequeñas. El comportamiento de las partículas, y de toda la estructura, es obtenida por la formulación de un sistema algebraico de ecuaciones que puede ser solucionado por medio de un ordenador. Las partículas de tamaño finito, son llamadas elementos finitos. Los puntos donde los elementos finitos son interconectados, son conocidos como nodos, y el procedimiento de selección de nodos es llamado discretización o modelización.

El análisis de elementos finitos involucra siete pasos. De los cuales los pasos 1, 2, 4, 5 y 7 requieren decisiones realizadas por el usuario. El resto de los pasos son realizados automáticamente por el programa de ordenador.

Pasos para el análisis de elementos finitos:

1. Discretización o modelado de la estructura.
2. Definición de las propiedades del elemento.
3. Ensamblaje de las matrices de rigidez de los elementos.
4. Aplicación de las cargas a las que está sometida la estructura.
5. Definición de las condiciones de frontera.
6. Solución del sistema de ecuaciones algebraicas lineales.
7. Cálculo de los esfuerzos.

2.9. Cálculo de incrementos en porcentaje.

A lo largo del trabajo se calcularán incrementos de porcentaje de las propiedades estudiadas, por ese motivo se ve necesario explicar cómo se realizan. Para calcular los incrementos nos basaremos en la ecuación EC.2.13.

$$\frac{\text{Valor final} - \text{Valor inicial}}{\text{Valor inicial}} \times 100 \quad (\text{EC.2.13})$$

3. ANÁLISIS EXPERIMENTAL DE LA PLATAFORMA DE MADERA.

En este apartado se describen los distintos ensayos experimentales llevados a cabo y sus resultados. Además, también se describe los materiales utilizados para realizar los experimentos, así como la instrumentación utilizada y la cadena de medida usada para la adquisición de datos.

3.1. Material utilizado.

En este apartado se explica brevemente los materiales utilizados durante los ensayos experimentales.

- **Plataforma de madera.**

Este elemento simula el forjado de un edificio poco amortiguado.

La plataforma está formada por 10 vigas de madera de longitud 13,5 m y de sección $100 \times 140 \text{ mm}^2$ con un peso cada una de 82,2 kg, estas vigas se unen a través de 13 varillas de acero que atraviesan transversalmente la plataforma. Todo esto conforma al final una plataforma (ver Figura 3.1) de sección $1000 \times 140 \text{ mm}^2$ (Figura 3.2) y una longitud de 13,5 m, con una masa total de 856 kg (822 kg de madera y 34 kg de acero).

Esta plataforma tiene un apoyo elástico pretensado intermedio (ver Figura 3.1) para compensar su deformada por el peso propio y, además, está apoyada en sus dos extremos sobre apoyos fijos.



Figura 3.1. Plataforma de madera.



Figura 3.2. Sección de la plataforma. [19]

- **Vigas.**

Este elemento se coloca encima de la plataforma para simular la capa de compresión.

Estas vigas son iguales que las que conforman la plataforma, es decir, son vigas de madera de 13,5 m de longitud, con una sección de $100 \times 140 \text{ mm}^2$ y un peso de 82,2 Kg.

- **Material Sylodamp.**

Es un material elástico de poliuretano con una estructura porosa que proporciona una alta amortiguación debido a su alta capacidad de absorción de energía [20]. Se utilizan dos tipos distintos de Sylodamp uno más rígido (menos poroso) y otro menos rígido (más poroso) ver Figura 3.3.



Figura 3.3. Imagen superior Sylodamp más rígido, imagen inferior Sylodamp menos rígido.

3.2. Instrumentación.

En este apartado se va a describir la instrumentación utilizada para la adquisición de los datos experimentales.

- **Acelerómetros.**

Los acelerómetros son dispositivos que miden la aceleración de un punto. Según su funcionamiento se clasifican en tres tipos: acelerómetros capacitivos, acelerómetros piezorresistivos y acelerómetros piezoeléctricos, para mayor información de cómo funcionan cada uno ver referencia [21]. Además, estos acelerómetros se pueden subclasificar según en las direcciones en las que miden, existen acelerómetros que solo miden en una dirección (uniaxiales) y acelerómetros que miden en las tres direcciones (triaxiales).

En el caso que ocupa este trabajo se van a utilizar acelerómetros piezoeléctricos uniaxiales para medir la aceleración en la dirección vertical (Eje Z) en diferentes puntos de la plataforma. El acelerómetro utilizado ver Figura 3.4 es un IEPE-ICP METRA MMF KS76C.10/.100, el cual se sujeta a la estructura mediante imanes. Las características de este tipo de acelerómetro se muestran en el Anexo A.



Figura 3.4. Acelerómetro IEPE-ICP METRA MMF KS76C.10/.100.

- **Shaker.**

Es un dispositivo que produce fuerzas dinámicas (excitaciones) para realizar análisis modales o ensayos de vibraciones en componentes, piezas y estructuras y ver así su respuesta a diferentes frecuencias.

El shaker utilizado para excitar la estructura ver Figura 3.5 es un excitador electrodinámico APS 400 ELECTRO-SEIS. Sus características se muestran en el Anexo B.



Figura 3.5. Shaker APS 400 ELECTRO-SEIS.

- **Tarjeta de adquisición de datos.**

Es un dispositivo que actúa como interfaz entre el ordenador y las señales físicas (información recaudada por el sensor).

Su funcionamiento es el siguiente: la información de los sensores se pasa a la tarjeta de adquisición de datos, la cual se encarga de transformar esta información a código digital con el fin de que el ordenador sea capaz de comprender los datos analógicos proporcionados por los sensores [22].

La tarjeta de adquisición de datos utilizada ver Figura 3.6 es una SIRIUS HD-STG de la empresa Dewesoft.



Figura 3.6. Tarjeta de adquisición de datos SIRIUS HD-STG.

- **Software de adquisición de datos.**

Se utiliza el software DewesoftX de la empresa Dewesoft. Este software permite registrar datos perfectamente sincronizados de una amplia variedad de sensores analógicos basados en distintos principios físicos (como voltaje, corriente, termopar, o galgas extensiométricas) para medir aceleraciones, desplazamientos, velocidades, resistencias, temperaturas, presiones, fuerzas, etc. Dispone además de módulos de procesado para calcular transformadas rápidas de Fourier (FFTs), funciones de respuesta en frecuencia (FRF), análisis modal, etc. [23]

3.3. Cadena de medida.

Para la adquisición de datos se ubica el Shaker (SH en el esquema de la Figura 3.7) a una distancia de $5L/12$ de la posición 1. Este aplica una excitación de ruido blanco (0-100 Hz) a la plataforma, y la respuesta de esta se mide mediante un total de 12 acelerómetros.

De los 12 acelerómetros empleados, dos se destinan a monitorizar tanto la masa móvil del Shaker (31,2 kg) como el punto de la estructura en que está ubicado (bastidor del Shaker), el bastidor del shaker se puede considerar un punto de medida de la plataforma por ser solidaria a ella. Los acelerómetros empleados se ubican sobre la plataforma como indica el esquema de la Figura 3.7. Mientras que en la Tabla 3.1 se muestran los acelerómetros y el canal del SIRIUS al que están conectados (el canal “A” hace referencia al SIRIUS_FRF y “B” al SIRIUS-Control).

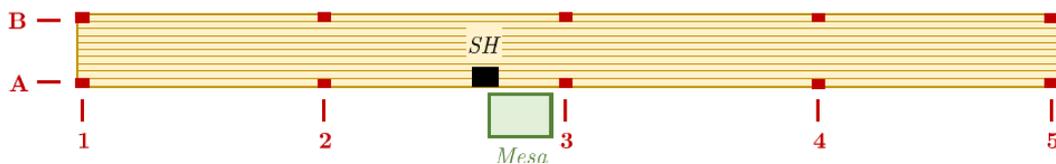


Figura 3.7. Esquema de la configuración de los acelerómetros y del Shaker.

Acel.	Modelo	Canal	Acel.	Modelo	Canal
A1	19036	A-01	A4	15006	A-07
B1	19035	A-02	B4	19031	A-08
A2	19034	A-03	A5	15010	A-09
B2	19033	A-04	B5	15009	A-10
A3	19032	A-05	SH-movil	19038	B-01
B3	19037	A-06	SH-estructura	16048	B-02

Tabla 3.1. Lista de acelerómetros y su canal correspondiente en Sirius.

La toma de datos se realiza con un tamaño muestral de 16384 puntos y una frecuencia de muestreo (sample rate) de 400 Hz para cada uno de los 12 canales de medida utilizados. Mediante la ecuación EC.3.1 se obtiene que la resolución que se tiene es de 0,024 Hz.

$$Resolución = \frac{tamaño\ muestral}{frecuencia\ de\ muestreo} \quad (EC. 3.1)$$

Una vez establecido el tamaño muestral y la frecuencia de muestreo se procede a la toma de datos, donde la tarjeta de adquisición de datos SIRIUS traslada la información obtenida por los acelerómetros al ordenador, donde se registra y se procesa la información mediante el software DewesoftX. A través de este programa se puede visualizar por pantalla la Inertancia de cualquiera de los puntos de medida, para ello se ha tomado como entrada la fuerza ejercida por el shaker (calculada como el producto de su masa móvil por la aceleración absoluta de la misma) y como salida se ha tomado la aceleración del punto en estudio. Aunque el programa es capaz de mostrar tanto la magnitud como la fase de la inertancia, para este trabajo solo se necesita obtener la magnitud, la cual se representa en la Figura 3.8.

Todas las magnitudes de inertancia mostradas a partir de este punto serán aquellas obtenidas de medir la aceleración (respuesta) en el bastidor del shaker, cuyo acelerómetro corresponde con el denominado como SH-estructura (ver Tabla 3.1).

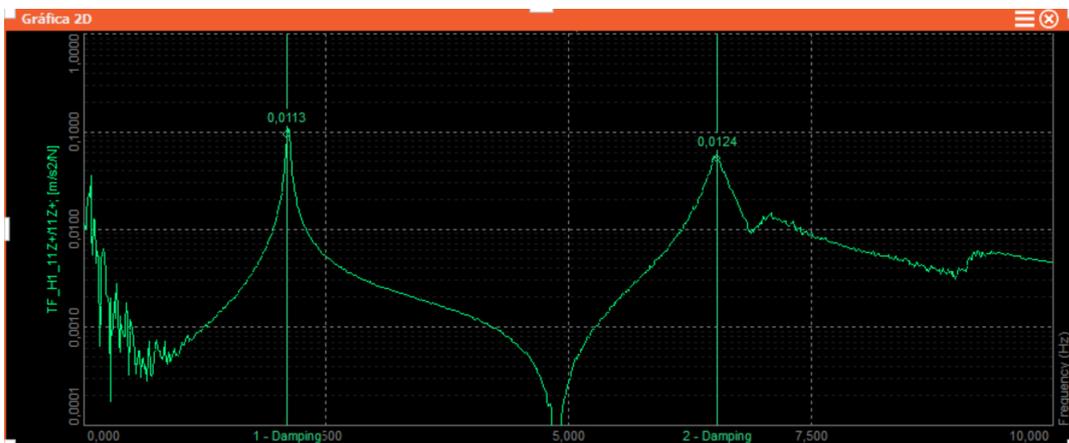


Figura 3.8. Inertancia (en magnitud) del punto SH-estructura. En el Eje X se representa el rango de frecuencias [0, 10] Hz y en el Eje Y se representa el logaritmo de la inertancia.

Además, el software también calcula y representa con animación las formas modales de la plataforma ver Figura 3.9. La base teórica para calcular estas formas modales se puede encontrar en el capítulo 2.3 de la referencia [15].

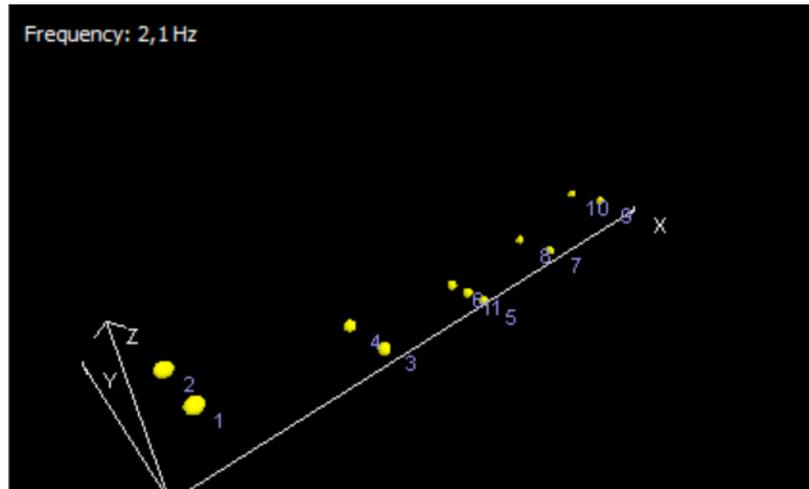


Figura 3.9. Representación que hace DewesoftX del movimiento de los 11 puntos de medida de la plataforma de madera. (Forma modal)

Este software también permite obtener las frecuencias propias de cada modo y su amortiguamiento mediante los métodos Peak-picking y Circle fitting ver Figuras 3.10 y 3.11 respectivamente. La forma de obtener las frecuencias y amortiguamientos a través de los métodos anteriormente mencionados viene explicada en el capítulo 4 de la referencia [15]. A la hora de obtener los resultados tanto de las frecuencias como de los amortiguamientos, solo nos fijaremos en los dos primeros modos propios, siendo el que más nos interesa el primer modo por ser el más incómodo para los usuarios.

ID	Co...	X	Y	Value	Visible	Editar	Rem...
1 - Damping		2,105 Hz	0,0113 (Zeta)	-	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
2 - Damping		6,524 Hz	0,0096 (Zeta)	-	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Figura 3.10. Tabla con la frecuencia y el amortiguamiento de los dos primeros modos propios obtenidos mediante la técnica Peak-picking.

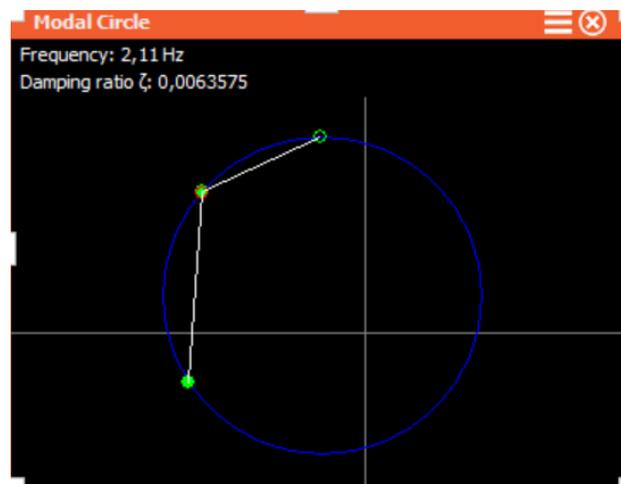


Figura 3.11. Método Circle fitting del primer modo propio.

Por último, el software también proporciona la función de coherencia (ver Figura 3.12), la cual indica la calidad de los datos obtenidos. Esta función comprueba la coherencia entre la salida y la entrada, es decir si la salida que medimos es causada completamente por la entrada, y no hay factor de interferencia externa. Si es así, la función de coherencia es siempre igual a 1, en caso contrario debe ser menor que 1. Cuanto menor sea, mayor será la interferencia externa, siendo igual a 0 cuando la salida no tiene nada que ver con la entrada [24].



Figura 3.12. Función de coherencia.

Si se observa la Figura 3.12 se puede ver como a frecuencias bajas existen interferencias, sin embargo, en las zonas que nos interesan que son los modos propios del sistema, la coherencia vale 1. Por tanto, los datos obtenidos son válidos para realizar nuestro estudio. Para ver mejor la validez de los datos en la Figura 3.13 se superponen la FRF obtenida y la función de coherencia.

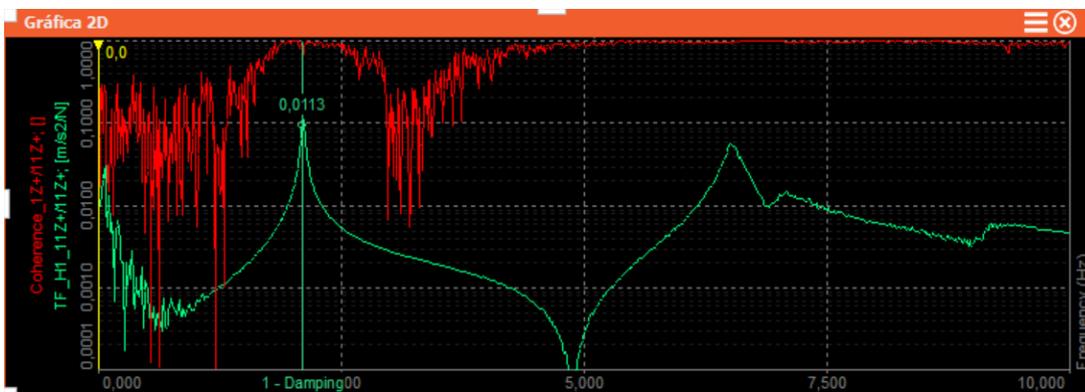


Figura 3.13. Superposición de la FRF y la función de coherencia.

3.4. Ensayos experimentales.

En este apartado se van a describir los escenarios de los distintos ensayos experimentales llevados a cabo sobre la plataforma de madera, cuyo objetivo es evaluar cómo cambian las propiedades dinámicas de esta.

- **Ensayo 1.**

En este ensayo sobre la plataforma se ha colocado una alfombra y sobre ella se colocan 13 medios listones de acero repartidos uniformemente a lo largo de ella ver Figura 3.14. Cada medio listón se coloca en la posición en la que están las varillas transversales que unen las vigas de madera que conforman la plataforma. Los 13 medios listones equivalen al peso de una viga de madera de 82,2 kg, la cual simula la capa de compresión de un forjado.



Figura 3.14. Configuración experimental del ensayo 1.

- **Ensayo 2.**

En este ensayo se parte de la plataforma sobre la que está colocada la alfombra. Y en vez de colocar los 13 medios listones se coloca la viga de madera de 82,2 kg, con la cara de 140 mm de ancho sobre la alfombra ver Figura 3.15. La viga se coloca de esta forma para que el amortiguamiento por fricción sea mayor, dado que cuanto mayor es la superficie de contacto mayor es el esfuerzo rasante generado en los extremos de la viga y por tanto mayor es la fricción.



Figura 3.15. Configuración experimental del ensayo 2.

La viga colocada sobre la plataforma añade inercia a la estructura, debido a este aumento de inercia las frecuencias naturales obtenidas en el primer ensayo se verán modificadas. Para hacerse una primera idea de cómo se modifican se recurre a la teoría de vigas uniformes, la cual establece que la frecuencia natural viene dada por la ecuación EC.3.2 (ver Anexo C).

$$f_i(\text{Hz}) = \frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \left(\frac{EI}{\rho} \right)^{1/2} \quad (\text{EC. 3.2})$$

Donde:

λ_i : son constantes donde i se refiere al número del modo. Algunos de sus valores se presentan en la Tabla del Anexo C.

E : es el módulo de elasticidad.

I : momento de inercia.

ρ : es la masa por unidad de longitud.

L : es la longitud de la viga.

Para calcular el momento de inercia de la estructura y de la viga se usan las fórmulas que aparecen en la Figura 3.16. En concreto se usa la fórmula del momento de inercia del eje Y que pasa por el centro de gravedad. Como se conocen las medidas de la sección tanto de la viga como de la plataforma se

obtienen los siguientes momentos de inercia, siendo el momento de la plataforma $0,01167 \text{ m}^4$ y el de la viga $2,287 \times 10^{-5} \text{ m}^4$.

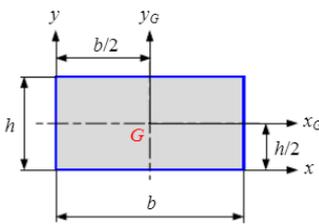
	Superficie	Área	Momentos y productos de inercia	Momentos y productos de inercia centroidales
Rectángulo		bh	$I_x = \frac{bh^3}{3}$ $I_y = \frac{b^3h}{3}$ $P_{xy} = \frac{b^2h^2}{4}$	$I_{xG} = \frac{bh^3}{12}$ $I_{yG} = \frac{b^3h}{12}$ $P_{xGyG} = 0$

Figura 3.16. Momentos de inercia de una sección rectangular. [25]

Debido a que la viga se coloca en la parte central de la plataforma, el eje principal de inercia Y tanto de la viga como de la plataforma, coincide con el eje principal de inercia de la sección formada por el conjunto viga-plataforma, por lo que, la inercia de la viga se puede sumar directamente a la inercia aportada por la sección de la plataforma dando un valor total de $0,0117 \text{ m}^4$. Si comparamos esta inercia con la del ensayo 1 en la que solo estaba la inercia aportada por la plataforma ($0,01167 \text{ m}^4$) se ve como esta ha aumentado un $0,257\%$ este aumento supone que la frecuencia aumenta un $0,507\%$ como muestra la ecuación EC.3.2, por tanto, la inercia aportada por la viga se puede considerar despreciable.

- **Ensayo 3.**

En este ensayo se parte de la configuración que se tenía en el ensayo 2 y se procede a elevar la viga mediante tuercas como se aprecia en la Figura 3.17.



Figura 3.17. Viga elevada con tuercas, configuración experimental ensayo 3.

- **Ensayo 4.**

Partiendo de la configuración del ensayo 3, en los extremos de la viga se coloca el material Sylodamp de menor rigidez entre la plataforma y la viga, como se puede ver en la Figura 3.18. Al estar elevada la viga el material no está comprimido, sino que la viga reposa sobre él.



Figura 3.18. Colocación del Sylodamp entre la viga y la plataforma, configuración experimental ensayo 4.

- **Ensayo 5.**

Este ensayo es igual que el ensayo 4 la única diferencia es que el Sylodamp colocado en este caso es el más rígido.

- **Ensayo 6.**

Se retoma el ensayo 1, pero ahora se dispone de 13 listones enteros equivalentes al peso de dos vigas de madera con una masa de 164,4 kg. Los listones de acero se reparten de la misma forma que en el ensayo 1. Al aumentar la masa, las frecuencias naturales de este ensayo deben disminuir comparadas con las del ensayo 1 tal y como se puede ver en la ecuación EC.3.2. A partir de esta ecuación nos podemos hacer una idea del orden en que se reducirán. En el ensayo 1 la masa total es de 938 kg mientras que en este ensayo son de 1020 kg lo que supone un aumento del 8,34% haciendo uso de la ecuación EC.3.2 se ve como la frecuencia se va a reducir en $\sqrt{1/8,34\%}$.

- **Ensayo 7.**

En este ensayo partiendo de la configuración del ensayo 6 se sustituyen los listones por dos vigas de madera. Estas vigas se colocan sobre la plataforma del lado en el que la viga tiene 140 mm de ancho tal como se explicó en el ensayo 2, para un mejor entendimiento ver Figura 3.15. Además, las vigas se colocan con una pequeña separación entre ellas suficiente para que no interactúen entre sí, de esta forma se considera que el amortiguamiento solo es debido a la fricción generada entre las vigas y la plataforma.

- **Ensayo 8.**

Para este ensayo se utiliza la configuración del ensayo 7 con la diferencia de que ahora se retira la alfombra y se apoyan las vigas directamente sobre la plataforma haciendo contacto madera con madera.

- **Ensayo 9.**

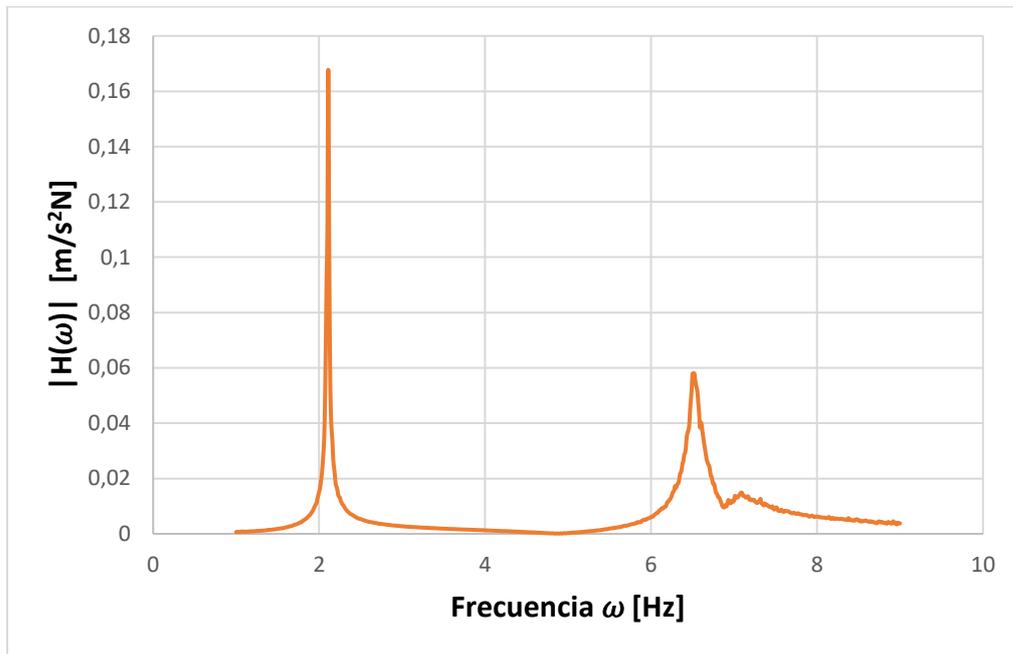
Partiendo de la configuración del ensayo 8 se añaden 50 kg de acero en cada uno de los extremos de la viga, sobre la vertical de los apoyos de la plataforma.

3.5. Presentación y comparativa entre los resultados experimentales y los ajustes realizados.

Para tener una idea de cómo se modifican las propiedades dinámicas de la estructura, en este apartado se presenta para cada uno de los ensayos realizados, por un lado, la inercia (EC.2.9) obtenida a partir de la medida experimental correspondiente de excitar el punto en el que se encuentra el shaker y medir en el mismo punto (acelerómetro SH-estructura), las cuales se representan en color naranja. Por otro lado, se obtienen las frecuencias propias y los amortiguamientos modales para los dos primeros modos mediante el ajuste de curvas para un sistema SDOF (EC.2.12), los cuales se comparan con los resultados obtenidos mediante metodologías basadas en ajustes de múltiples modos simultáneamente. Por último, se gráfica en color azul el ajuste obtenido de cada uno de los dos primeros modos propios a un sistema SDOF y se compara con su correspondiente modo obtenido experimentalmente, color naranja.

En las gráficas mostradas a continuación se representa la magnitud de la inercia frente a la frecuencia. Donde la magnitud de la inercia se representa como $|H(\omega)|$ en m/s^2N y la frecuencia se representa como ω en Hz.

3.5.1. Ensayo 1.



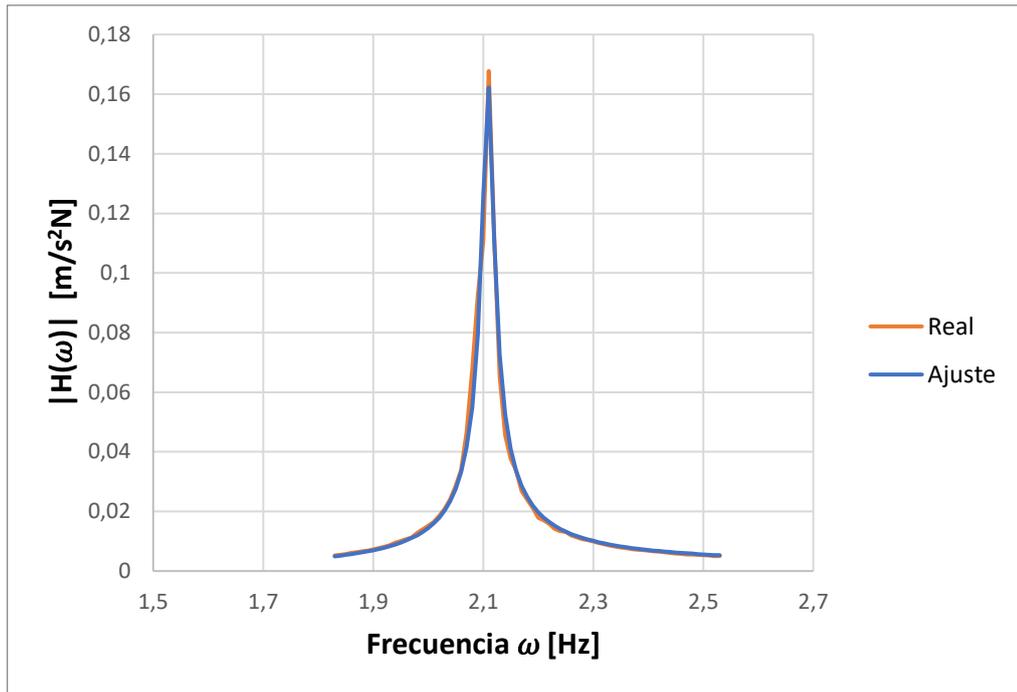
Gráfica 3.1. Magnitud de la inertancia del ensayo 1.

Tal y como se puede observar en la Gráfica 3.1 el amortiguamiento del primer modo es pequeño, de ahí que el pico de este modo sea estrecho y con una gran amplitud. Mientras que el amortiguamiento del segundo modo es mayor, por este motivo es ancho y de menor amplitud. Estas conclusiones se ven apoyadas con la obtención de los factores de amortiguamiento mediante el ajuste a un sistema MDOF de cada modo, estos valores se muestran en la Tabla 3.2, en esta tabla se puede ver que el factor de amortiguamiento del primer modo es 0,561% y el del segundo modo es de 1,261%, es decir el amortiguamiento del segundo modo es mayor que el del primer modo, tal y como se había deducido anteriormente de la gráfica 3.1.

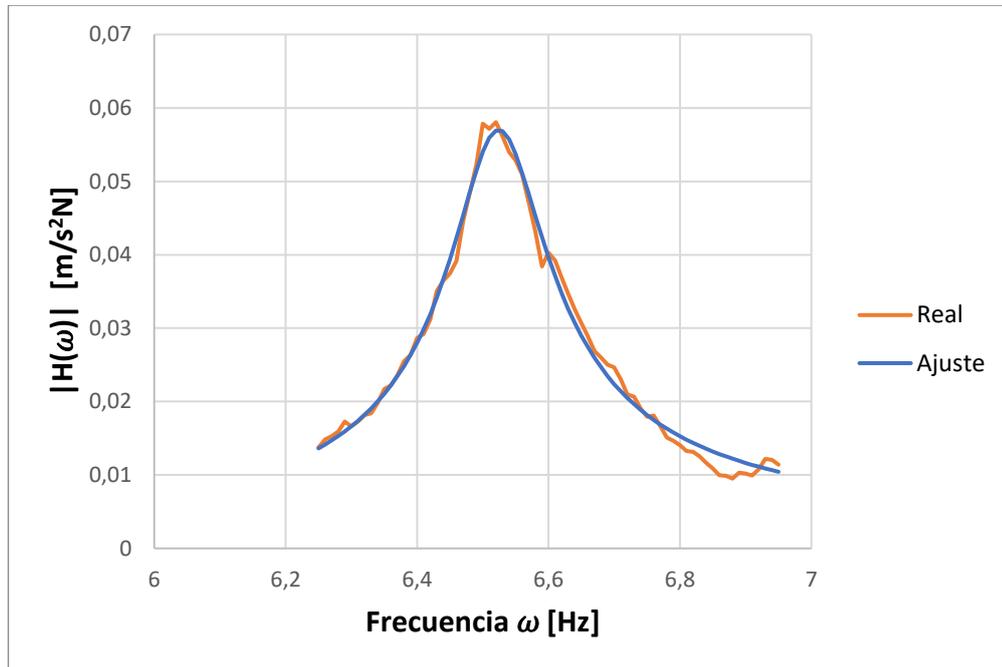
Ensayo 1	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,105	0,561
Modo 2	6,524	1,261

Tabla 3.2. Primeros modos de resonancia ensayo 1. Ajuste a sistema MDOF.

Estos factores de amortiguamiento y frecuencias se comprueban haciendo el ajuste de curvas para un sistema SDOF ver Gráficas 3.2 y 3.3. En estas gráficas se compara la inertancia real con la del ajuste a un sistema SDOF.



Gráfica 3.2. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 1.



Gráfica 3.3. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 1.

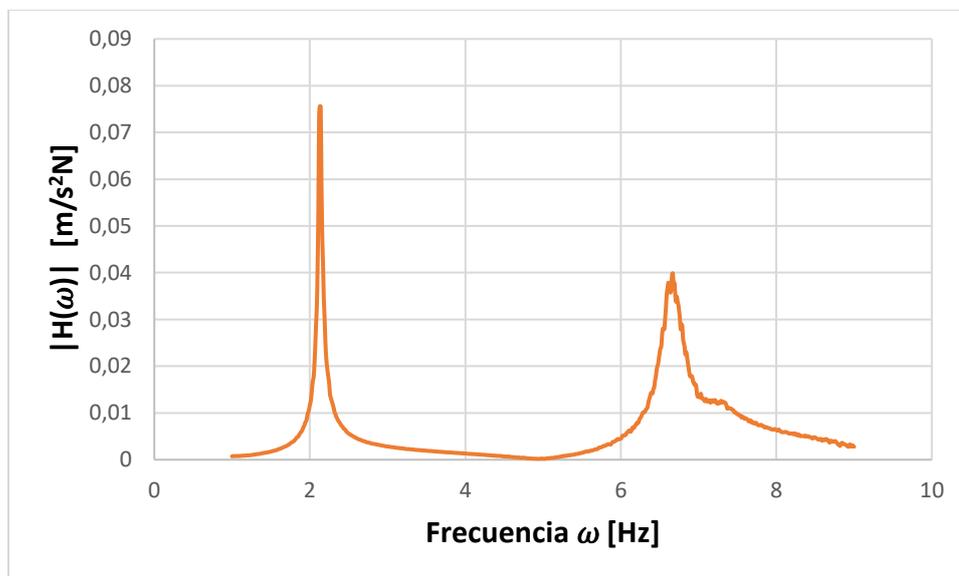
Del ajuste de curvas de los modos 1 y 2 se obtienen los resultados de la Tabla 3.3.

Ensayo 1	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,108	0,494
Modo 2	6,523	1,105

Tabla 3.3. Primeros modos de resonancia ensayo 1. Ajuste a sistema SDOF.

Si se comparan los resultados de las Tablas 3.2 y 3.3 se ve como las frecuencias obtenidas son iguales tanto si se ajusta a un sistema MDOF como si se ajusta a un sistema SDOF, para un mayor entendimiento de estos dos tipos de ajuste ver capítulo 4 de la referencia [15]. Mientras que los factores de amortiguamiento obtenidos son menores con el ajuste a un sistema SDOF.

3.5.2. Ensayo 2.



Gráfica 3.4. Magnitud de la inercia ensayo 2.

En la Gráfica 3.4 se observa como el amortiguamiento tanto del modo 1 como del 2 ha aumentado con respecto al que se tenía en el ensayo 1 (ver Gráfica 3.1). Esto ha hecho que los picos tengan menos amplitud y sean más anchos. Tal observación también se puede ver al comparar los factores de amortiguamiento de ambos ensayos obtenidos por el ajuste a un sistema MDOF.

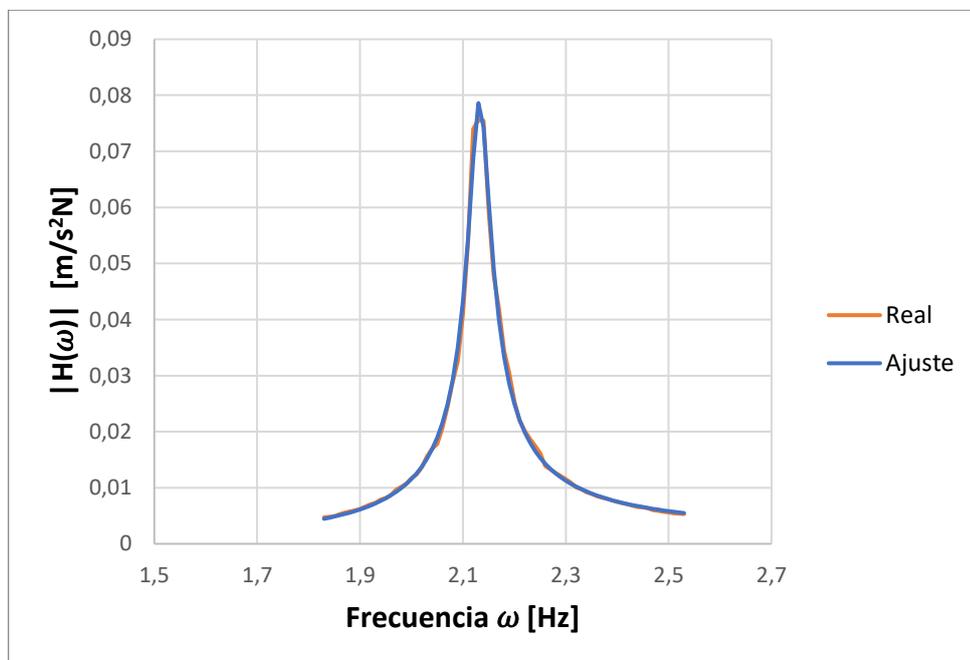
Ensayo 2	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,136	1,178
Modo 2	6,655	1,748

Tabla 3.4. Primeros modos de resonancia ensayo 2. Ajuste a sistema MDOF.

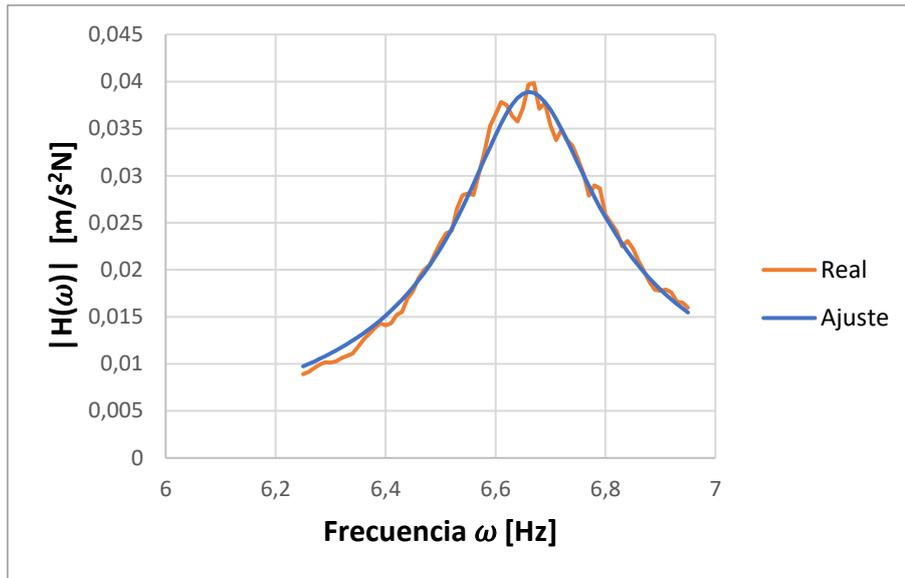
De la comparación de las propiedades modales obtenidas para un sistema MDOF (Tablas 3.2 y 3.4), se ve como las frecuencias del modo 1 y del 2 han aumentado un 1,47% y un 2% respectivamente. Esto supone un aumento mayor de lo esperado por la teoría de vigas uniformes, lo que hace suponer que nuestra estructura no se puede ajustar a esta tipología de vigas, sin embargo, sirve para predecir como se modifican las frecuencias naturales, es decir si aumentan o disminuyen al cambiar una de las variables.

Además, al comparar estos resultados se ve como el amortiguamiento ha aumentado al colocar la viga en lugar de los listones, siendo el amortiguamiento un 110% mayor en el primer modo y un 38,62% superior en el segundo modo, lo que significa que con la viga se produce una mayor disipación de energía (amortiguamiento). Esta disipación de energía se debe a dos mecanismos, el primero de ellos es la fricción que existe entre la viga y la plataforma, debido a la existencia de esfuerzos rasantes en los extremos de la viga con la plataforma, es decir, se tiene amortiguamiento por fricción seca. Mientras que el segundo mecanismo se debe a la energía disipada por la propia viga debida a su microestructura, también llamado amortiguamiento por histéresis.

A continuación, para validar los resultados de la tabla 3.4 se procede a realizar el ajuste de curvas de cada modo a un sistema SDOF, ver Gráficas 3.5 y 3.6. En estas gráficas se comparan la inercancia real y la obtenida con el ajuste a un sistema SDOF.



Gráfica 3.5. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 2.



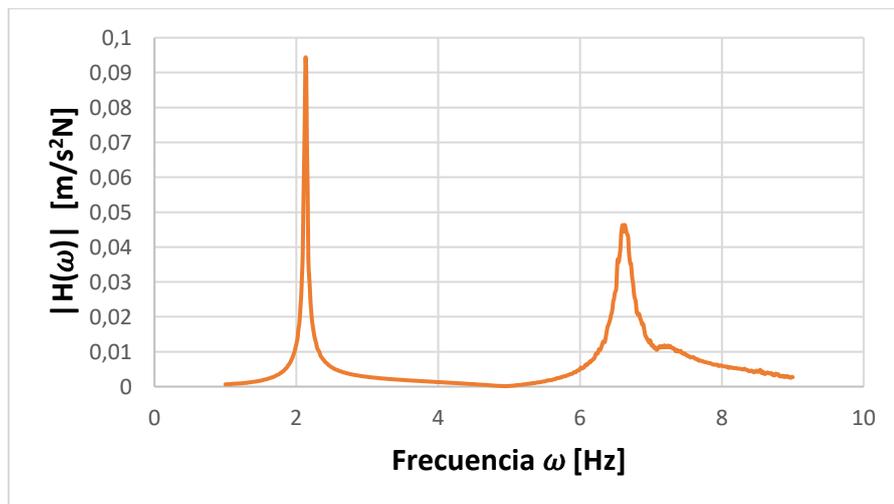
Gráfica 3.6. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 2.

Del ajuste de curvas a un sistema SDOF se obtienen los resultados de la Tabla 3.5, en donde se ve que las frecuencias son iguales a la obtenidas para un ajuste a un sistema MDOF (Tabla 3.4), mientras que el amortiguamiento del primer modo es más pequeño y el del segundo modo es igual que el obtenido en el ajuste MDOF.

Ensayo 2	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,132	1,009
Modo 2	6,6595	1,758

Tabla 3.5. Primeros modos de resonancia ensayo 2. Ajuste a sistema SDOF.

3.5.3. Ensayo 3.



Gráfica 3.7. Magnitud de la inercia ensayo 3.

Observando la Gráfica 3.7 se ve como los amortiguamientos de los dos primeros modos han empeorado con respecto a los que se tenían en el ensayo 2 (Gráfica 3.4). Ahora los picos de resonancia son más estrechos y con mayor amplitud. Esto es debido fundamentalmente a que se ha eliminado el amortiguamiento por fricción seca que existía en los extremos de la viga al estar en contacto con la plataforma.

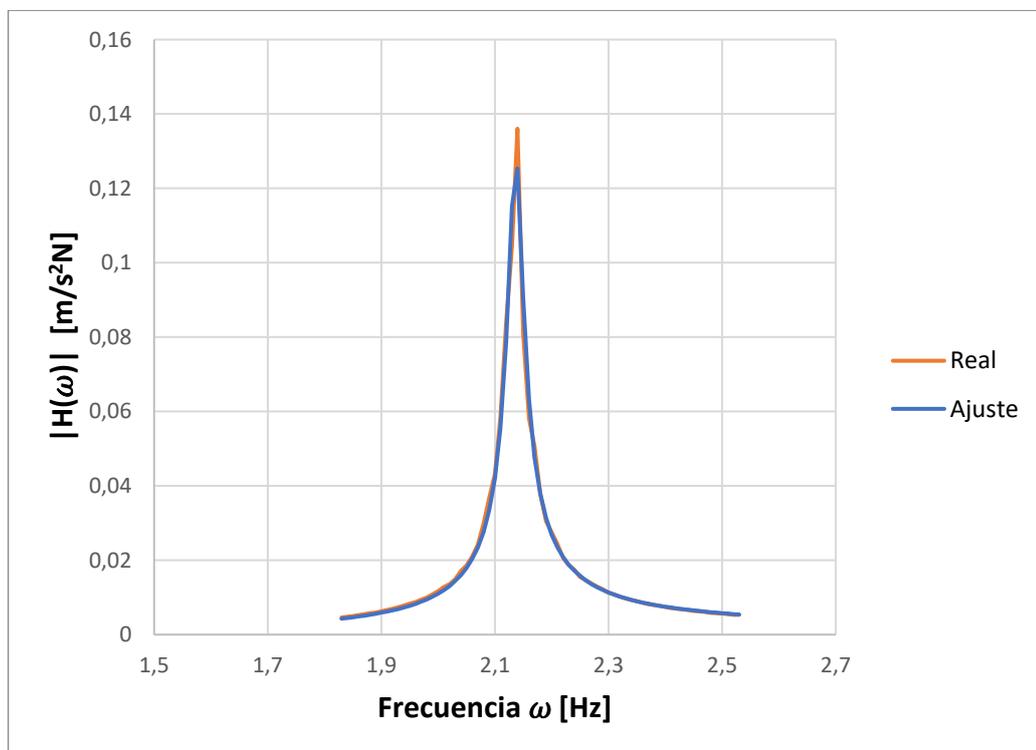
La conclusión a la que se llega es que la existencia de la fricción seca favorece la disipación de energía y por tanto hace aumentar el amortiguamiento.

En este ensayo las frecuencias y amortiguamientos para los dos primeros modos obtenidas con el ajuste a un sistema MDOF se presentan en la Tabla 3.6.

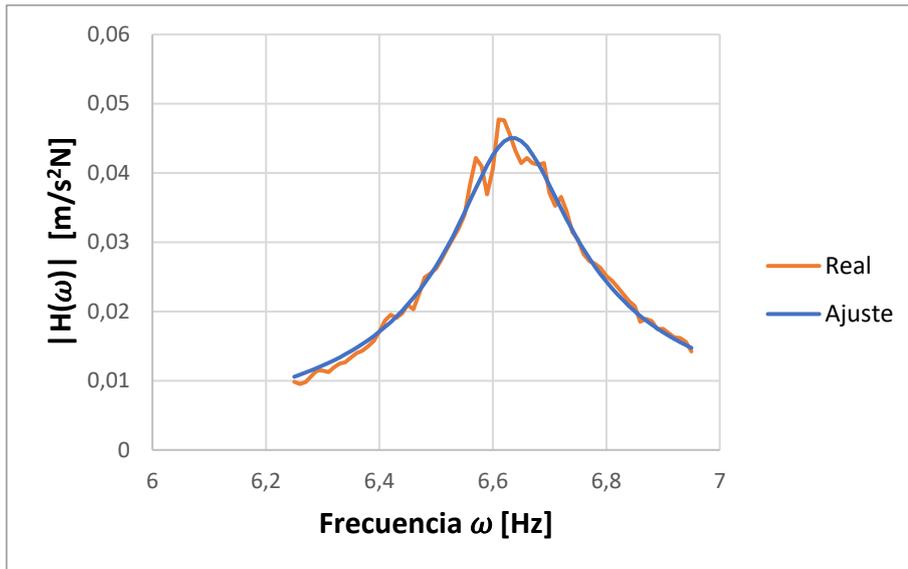
Ensayo 3	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,130	0,865
Modo 2	6,618	1,461

Tabla 3.6. Primeros modos de resonancia ensayo 3. Ajuste a sistema MDOF.

Para comprobar la validez de los resultados de la Tabla 3.6 se realiza el ajuste de curvas para un sistema SDOF ver Gráficas 3.8 y 3.9, donde se compara la inercia real con la del ajuste.



Gráfica 3.8. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 3.



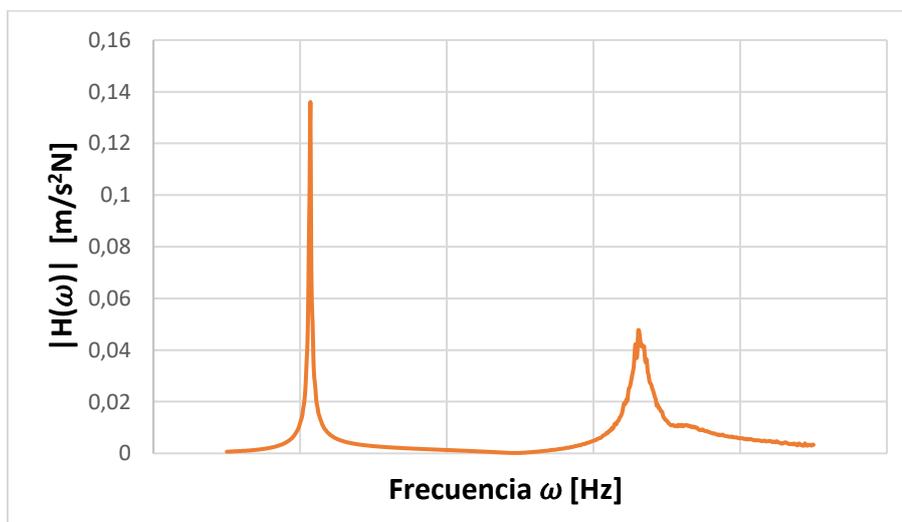
Gráfica 3.9. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 3.

De estos ajustes se obtienen los valores de la Tabla 3.7, que al compararlos con los obtenidos del ajuste de curvas a un sistema MDOF (Tabla 3.6), se ve como los valores de las frecuencias son iguales, mientras que los amortiguamientos difieren, siendo más pequeños.

Ensayo 3	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,1365	0,60193
Modo 2	6,634	1,532

Tabla 3.7. Primeros modos de resonancia ensayo 3. Ajuste a sistema SDOF.

3.5.4. Ensayo 4.



Gráfica 3.10. Magnitud de la inercia ensayo 4.

Los resultados de este ensayo (Gráfica 3.10) no tienen lógica si se comparan con los obtenidos en el ensayo 3 (Gráfica 3.7). Dado que en este ensayo los amortiguamientos son peores que en el anterior y no debería ser así, ya que la configuración experimental es exactamente igual, la única diferencia es que se ha añadido una espuma amortiguadora en los extremos por lo que incluso el amortiguamiento debería ser mayor en el ensayo 4, debido a la fricción que existe entre la viga-sylodamp y el sylodamp-plataforma.

La única posibilidad de que estos resultados obtenidos sean correctos es que se haya perdido rigidez en los extremos al quitar las tuercas, con lo que la viga queda en voladizo en los extremos sin aportar a esos puntos la rigidez que antes si aportaba.

Además de lo anterior también se concluye que la viga ni siquiera apoya sobre el Sylodamp colocado entre la viga y la plataforma, porque si se comparan los resultados de este ensayo con el del ensayo 5 (Gráfica 3.13), se ve como el amortiguamiento mejora en el ensayo 5 con respecto al ensayo 3. Por tanto, dado que el ensayo 4 y 5 son iguales, ambos resultados tendrían que ser parecidos, ya que la única diferencia entre ellos es el tipo de Sylodamp colocado.

Para este ensayo los datos de frecuencia y amortiguamiento obtenidos mediante el ajuste de curvas a un sistema MDOF para cada modo se muestran en la Tabla 3.8.

Ensayo 4	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,136	0,699
Modo 2	6,629	1,545

Tabla 3.8. Primeros modos de resonancia ensayo 4. Ajuste a sistema MDOF.

A continuación, se realiza el ajuste de curvas para un sistema SDOF mostrados en las Gráficas 3.11 y 3.12, donde se compara la inercia real con la obtenida con el ajuste.

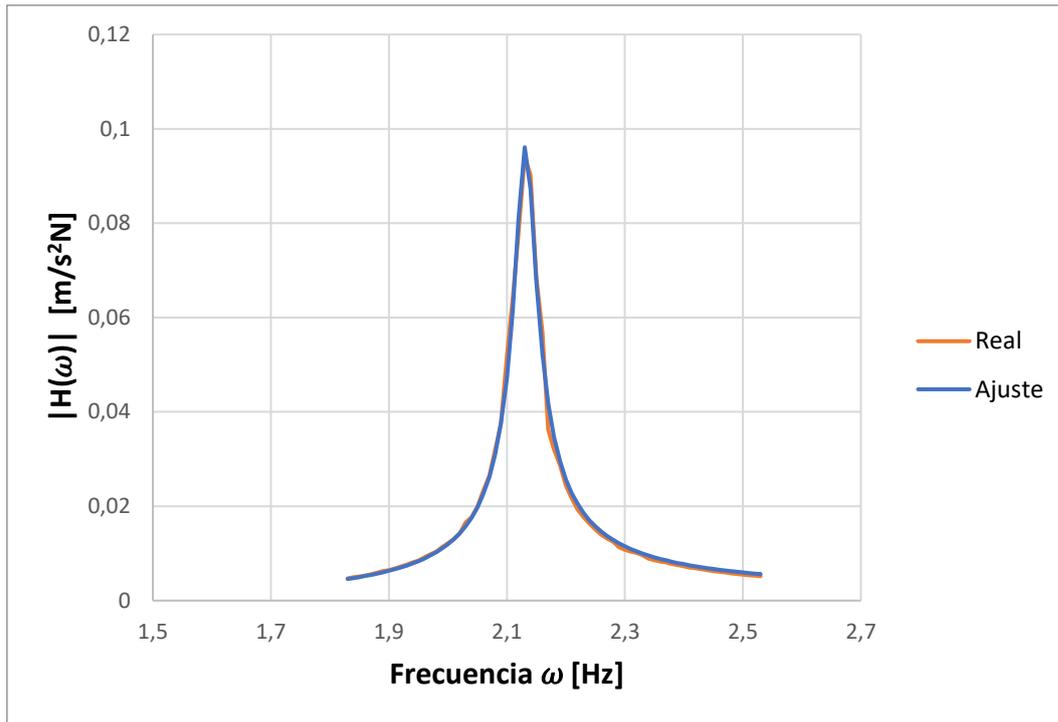


Figura 3.11. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 4.

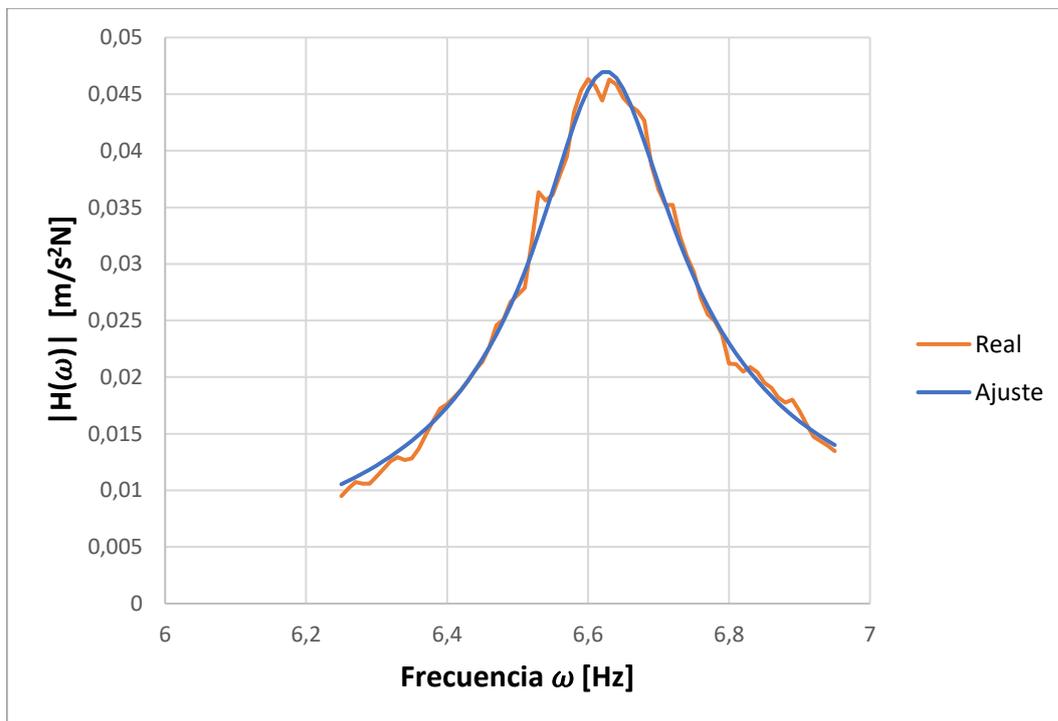


Figura 3.12. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 4.

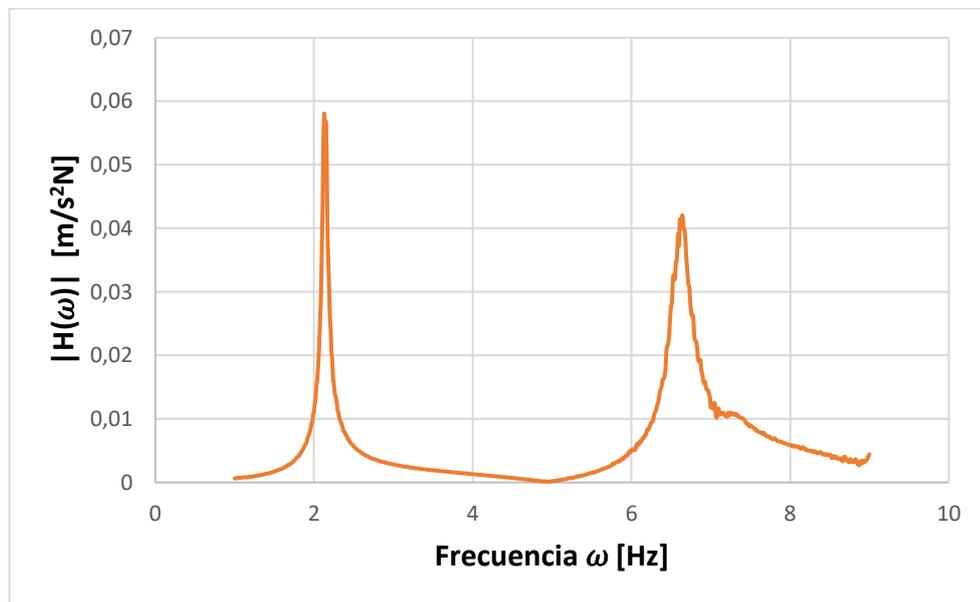
De este ajuste de curvas realizado para un sistema SDOF se obtienen las propiedades modales para los dos primeros modos mostradas en la Tabla 3.9, al comparar estos resultados con los obtenidos en el ajuste de curva a un sistema MDOF (Tabla 3.8) se puede observar cómo al igual que en los casos

anteriores las frecuencias obtenidas son iguales, mientras que los amortiguamientos difieren. En el caso del modo 1 el amortiguamiento obtenido es mayor con el ajuste a un sistema SDOF y para el modo 2 el amortiguamiento es menor que en ajuste MDOF.

Ensayo 4	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,132	0,847
Modo 2	6,624	1,422

Tabla 3.9. Primeros modos de resonancia ensayo 4. Ajuste a sistema SDOF.

3.5.5. Ensayo 5.



Gráfica 3.13. Magnitud de la inercia ensayo 5.

Como se comentó anteriormente en este ensayo el amortiguamiento ha mejorado con respecto al ensayo 3, ver Gráficas 3.7 y 3.13. Además, si se compara este ensayo con el ensayo 2 (Gráfica 3.4) se puede ver como el amortiguamiento a mejorado notablemente al colocar en los extremos el material Sylodamp.

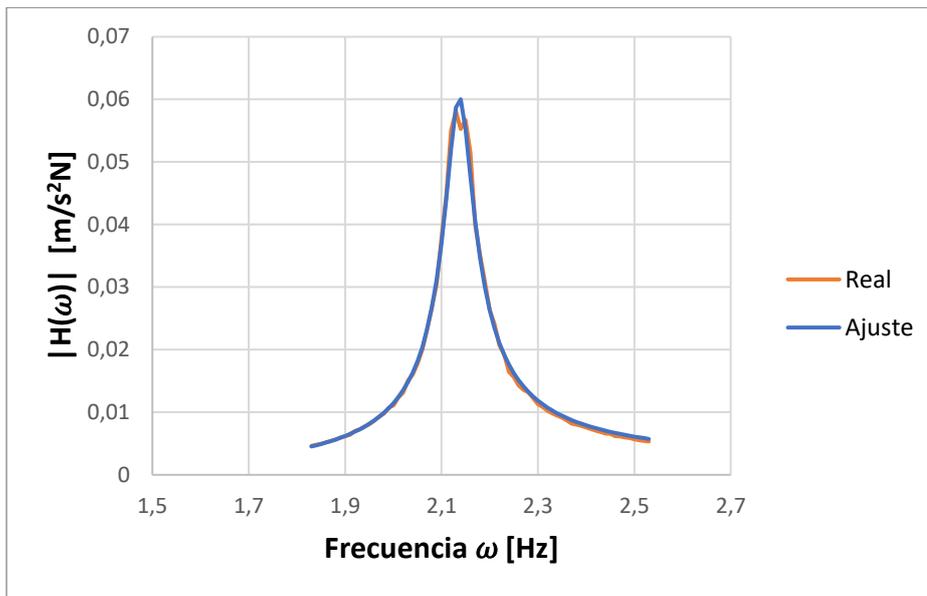
Las propiedades modales de este ensayo se muestran en la Tabla 3.10, la cuales se han obtenido mediante el ajuste de curva a un sistema MDOF.

Ensayo 5	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,138	1,246
Modo 2	6,624	1,675

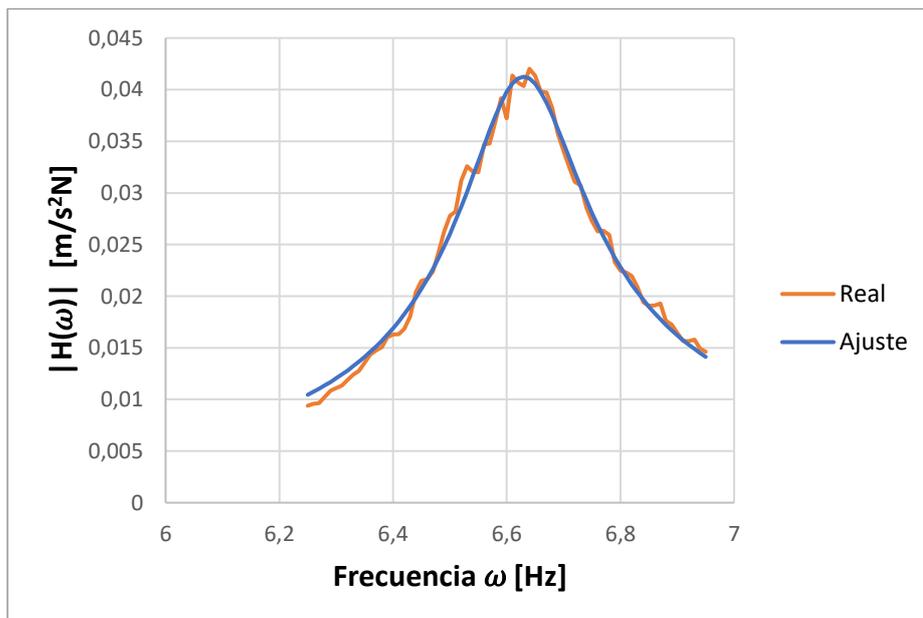
Tabla 3.10. Primeros modos de resonancia ensayo 5. Ajuste a sistema MDOF.

Al comparar estos resultados con los obtenidos en el ensayo 2 (Tabla 3.4) se puede ver como las frecuencias son similares, mientras que los amortiguamientos son distintos. Obteniendo en este ensayo un amortiguamiento 5,77% mayor para el modo 1 que el que se obtuvo en el ensayo 2, mientras que el amortiguamiento del modo 2 se ve reducido un 4,18%.

A continuación, se muestra el ajuste de curvas a un sistema SDOF (Gráficas 3.14 y 3.15). De estos ajustes se han obtenido las propiedades modales de la Tabla 3.11.



Gráfica 3.14. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 5.



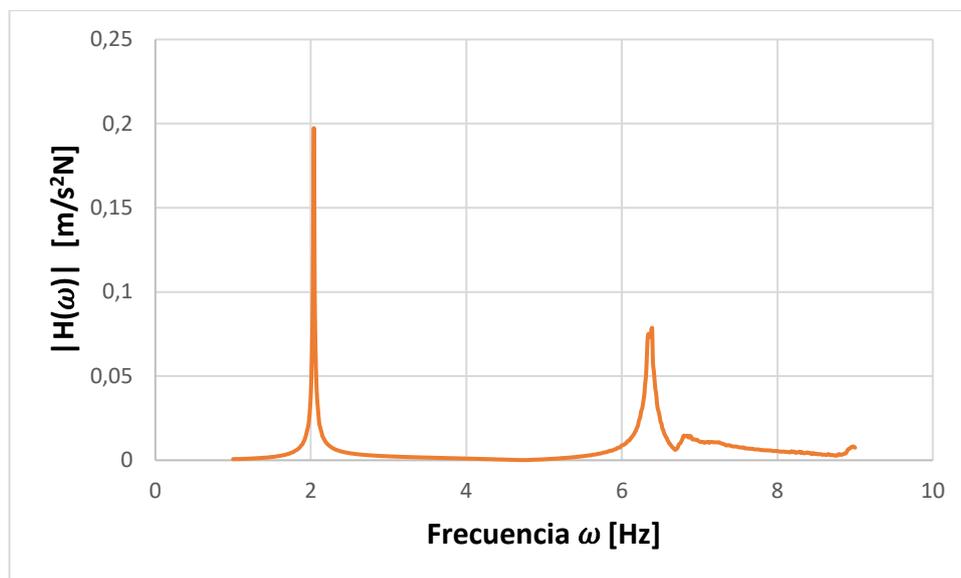
Gráfica 3.15. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 5.

Ensayo 5	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,1365	1,37
Modo 2	6,628	1,6395

Tabla 3.11. Primeros modos de resonancia ensayo 5. Ajuste a sistema SDOF.

Las propiedades modales obtenidas por el ajuste de curvas a un sistema SDOF son similares a las obtenidas en el ajuste a un sistema MDOF. Siendo las frecuencias de ambos modos y el amortiguamiento del modo 2 iguales en ambos ajustes, mientras que el amortiguamiento del modo 1 es un poco mayor el obtenido con el ajuste a un sistema SDOF.

3.5.6. Ensayo 6.



Gráfica 3.16. Magnitud de la inercancia ensayo 6.

Los resultados de este ensayo ver Gráfica 3.16 se comparan con los obtenidos en el ensayo 1 (Gráfica 3.1), dado que la única diferencia entre ambos ensayos es que en uno hay colocados 82,2 kg en listones de acero, mientras que en el otro hay 164,4 kg. De esta comparación se llega a la conclusión de que al aumentar la masa tanto las frecuencias de los modos como el amortiguamiento disminuyen, esto se ve reforzado al comparar las propiedades modales mostradas en las Tablas 3.2 y 3.12, correspondientes al ensayo 1 y al ensayo 6 respectivamente.

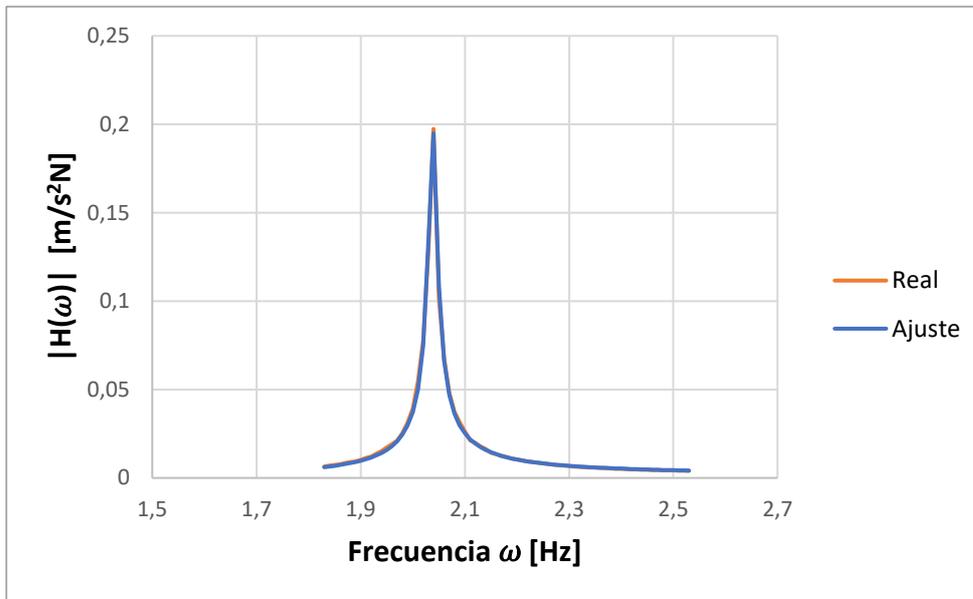
Ensayo 6	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,037	0,387
Modo 2	6,367	0,684

Tabla 3.12. Primeros modos de resonancia ensayo 6. Ajuste a sistema MDOF.

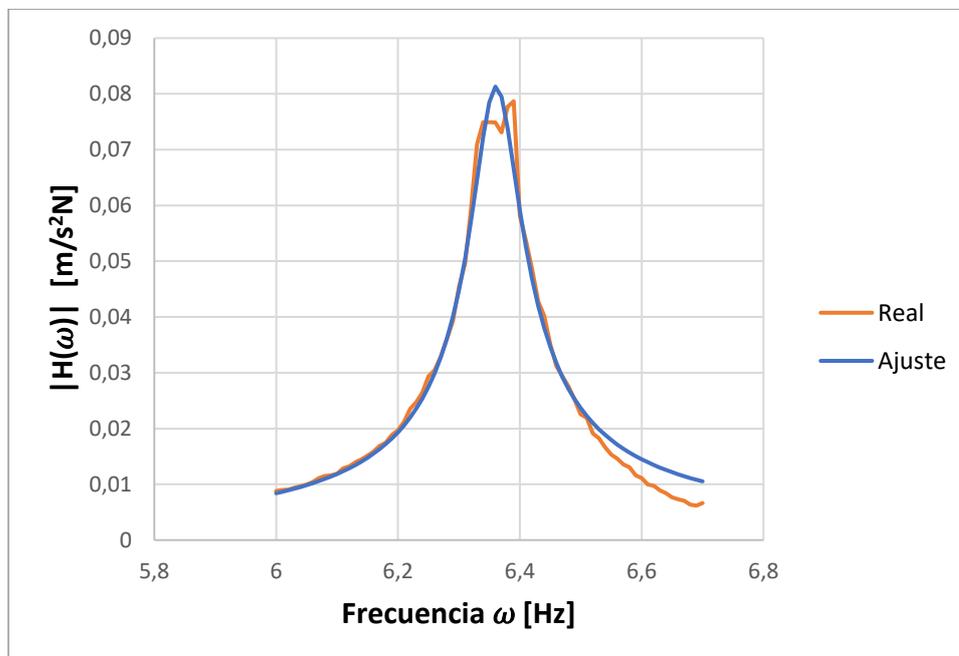
Anteriormente ya se había predicho con la teoría de vigas uniformes que la frecuencia de cada modo disminuye cuando se aumenta la masa. Siendo la

reducción producida de un 3,23% en el primer modo y de un 2,41% en el segundo modo. En cuanto a los amortiguamientos la reducción producida es de un 31,02% para el primer modo y de un 45,76% para el segundo.

A continuación, se procede a realizar el ajuste de curvas a un sistema SDOF, siendo los ajustes obtenidos los mostrados en las Gráficas 3.17 y 3.18, de este ajuste se obtienen las propiedades modales mostradas en la Tabla 3.13.



Gráfica 3.17. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 6.



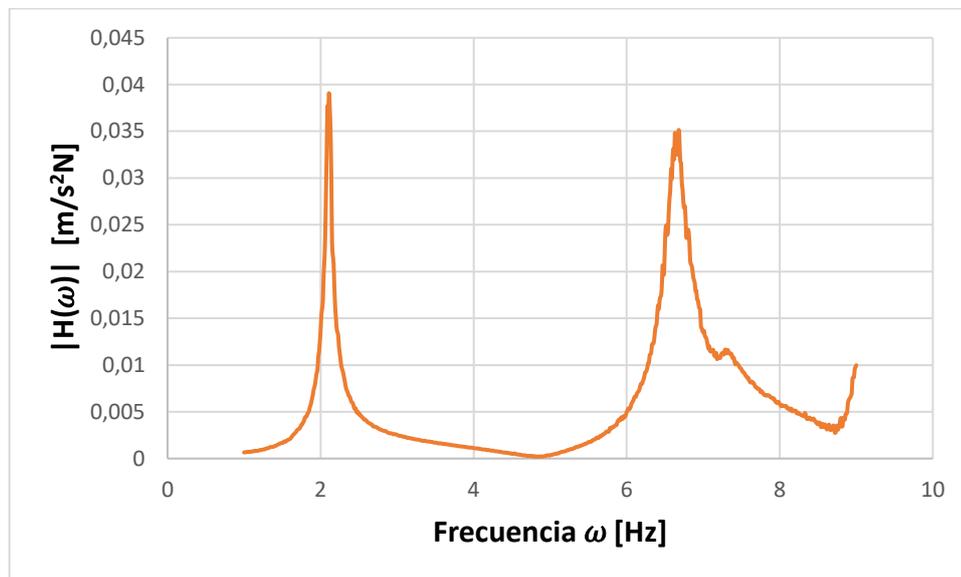
Gráfica 3.18. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 6.

Ensayo 6	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,0383	0,367
Modo 2	6,361	0,6433

Tabla 3.13. Primeros modos de resonancia ensayo 6. Ajuste a sistema SDOF.

Al comparar estos resultados con los obtenidos mediante el ajuste de curvas a un sistema MDOF, los cuales se presentan en la Tabla 3.12 se puede ver cómo tanto las frecuencias como los amortiguamientos de ambos modos coinciden en los dos ajustes realizados.

3.5.7. Ensayo 7.



Gráfica 3.19. Magnitud de la inercia ensayo 7.

Al observar la Gráfica 3.19 y compararla con la inercia del ensayo 2 (Gráfica 3.4), se puede ver que el amortiguamiento es mayor cuando se colocan dos vigas que cuando se coloca solo una. Esto es así dado que la superficie de contacto plataforma-vigas donde se produce la fricción aumenta y por tanto aumenta la energía disipada.

En la Tabla 3.14 se muestran las propiedades modales de este ensayo obtenidas mediante el ajuste de curvas a un sistema MDOF.

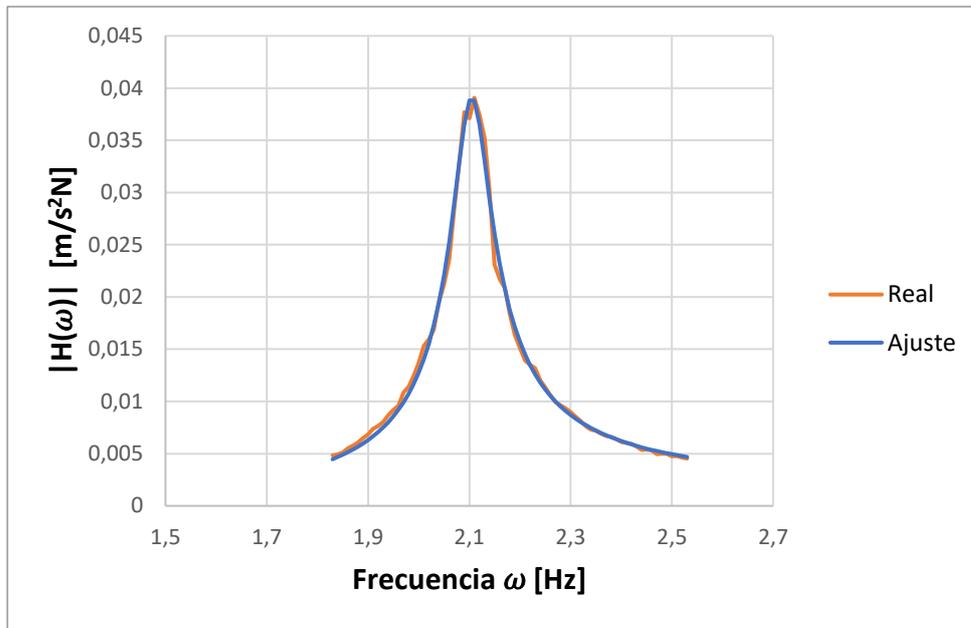
Ensayo 7	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,103	2,041
Modo 2	6,645	2,104

Tabla 3.14. Primeros modos de resonancia ensayo 7. Ajuste a sistema MDOF.

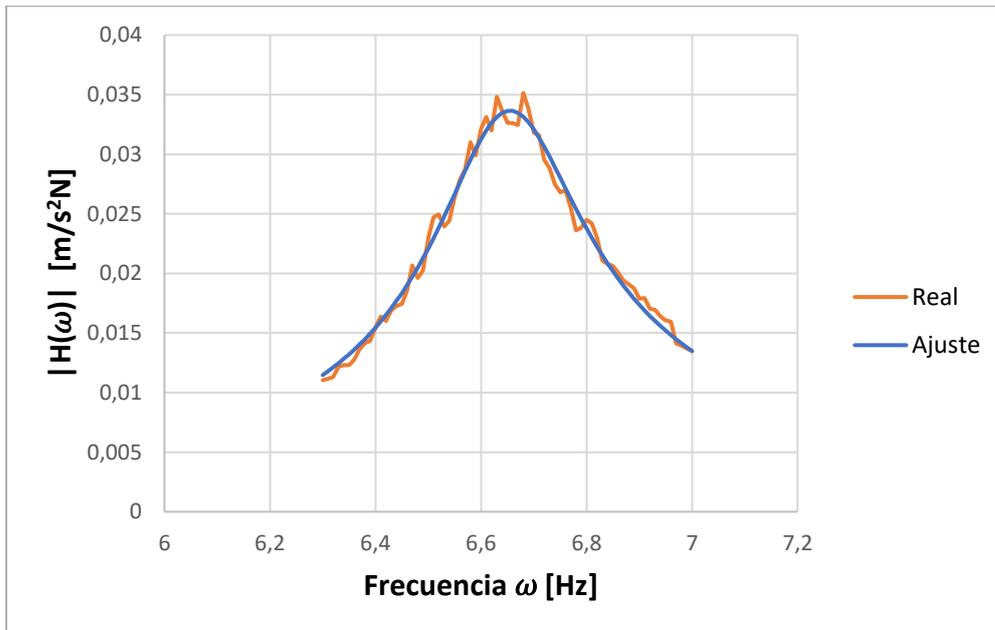
Al comparar las propiedades modales de este ensayo (Tabla 3.14) con las obtenidas en el ensayo 2 (Tabla 3.4), se ve como el amortiguamiento del modo

1 es un 73,3% superior al obtenido en el ensayo 2, mientras que para el modo 2 es un 20,37% superior.

A continuación, se realiza un ajuste de curva para un sistema SDOF a los datos obtenidos experimentalmente. Este ajuste se muestra en las Gráficas 3.20 y 3.21. Mientras que las propiedades modales obtenidas se muestran en la Tabla 3.15.



Gráfica 3.20. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 7.



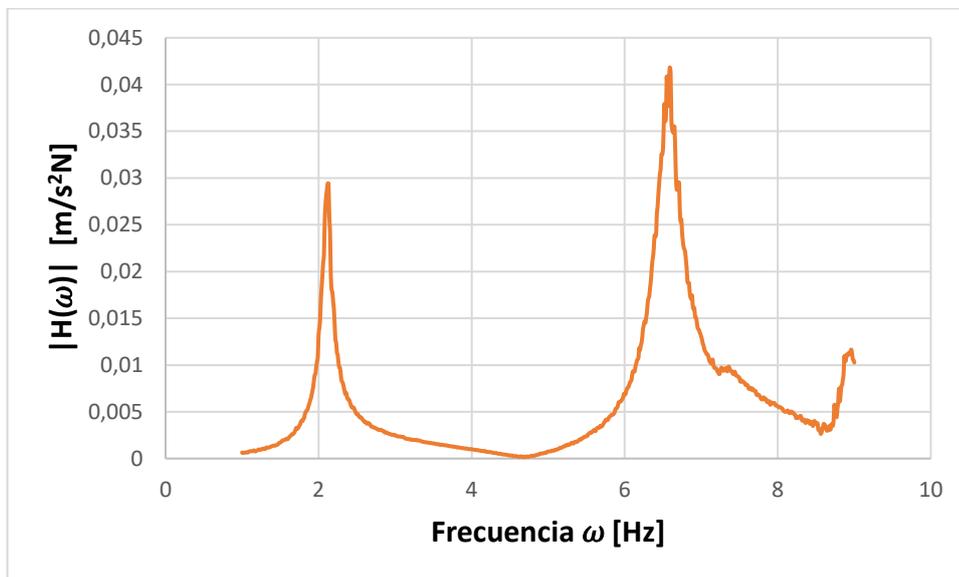
Gráfica 3.21. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 7.

Ensayo 7	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,104	1,853
Modo 2	6,652	2,099

Tabla 3.15. Primeros modos de resonancia ensayo 7. Ajuste a sistema SDOF.

De la comparación de los resultados obtenidos con este ajuste con los obtenidos en el ajuste a un sistema MDOF (Tabla 3.14), se ve como tanto las frecuencias de los dos modos como el amortiguamiento del modo 2 son casi idénticos, mientras que el amortiguamiento del modo 1 se reduce un 9.17%.

3.5.8. Ensayo 8.



Gráfica 3.22. Magnitud de la inercia ensayo 8.

Si se compara la inercia de este ensayo (Gráfica 3.22) con la inercia del ensayo 7 (Gráfica 3.19) se aprecia que al quitar la alfombra mejora el amortiguamiento, esto se debe a que el coeficiente de rozamiento de madera con madera es mayor que el coeficiente de rozamiento madera con alfombra.

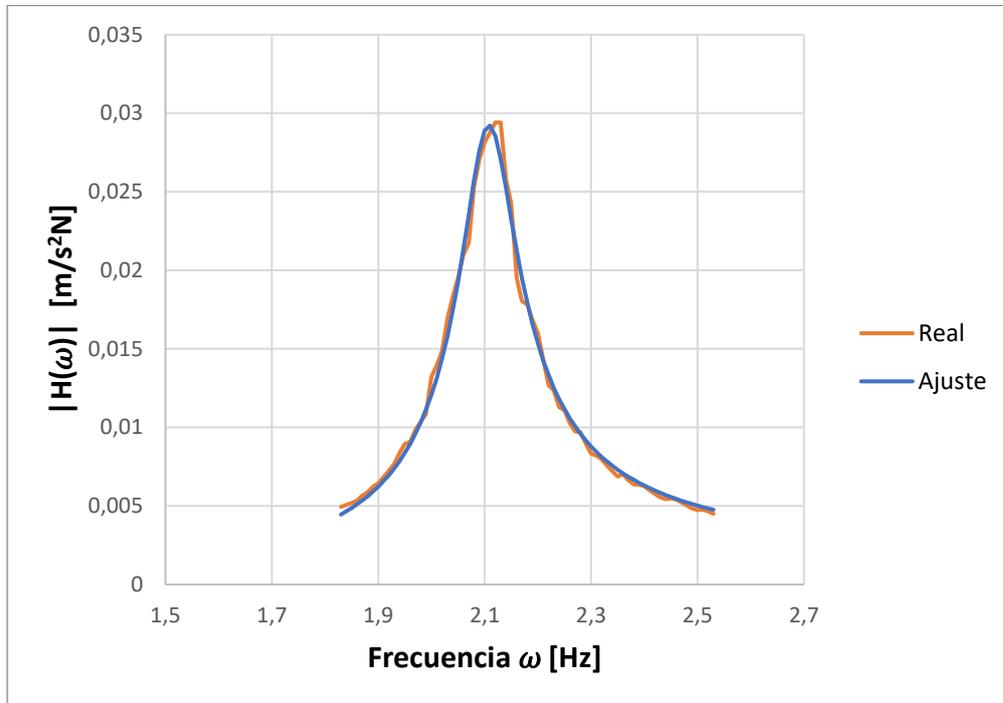
Las propiedades modales de este ensayo se muestran en la Tabla 3.16.

Ensayo 8	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,108	2,902
Modo 2	6,552	2,115

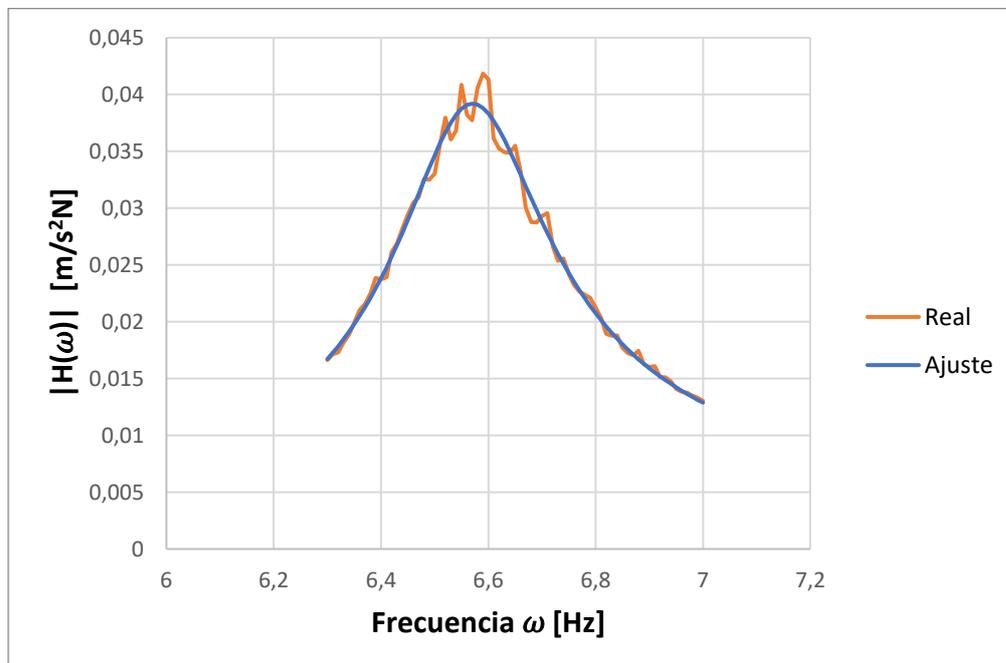
Tabla 3.16. Primeros modos de resonancia ensayo 8. Ajuste a sistema MDOF.

Estos resultados se comparan con los obtenidos en el ensayo 7 (Tabla 3.14), viendo que el amortiguamiento del modo 1 a aumentando un 42,18% mientras que el amortiguamiento del modo 2 aumenta muy poco siendo prácticamente iguales en los 2 ensayos.

Las propiedades obtenidas por el ajuste de curvas realizado para un sistema SDOF se presentan en la Tabla 3.17 y sus respectivos ajustes se muestran en las Gráficas 3.23 y 3.24.



Gráfica 3.23. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 8.



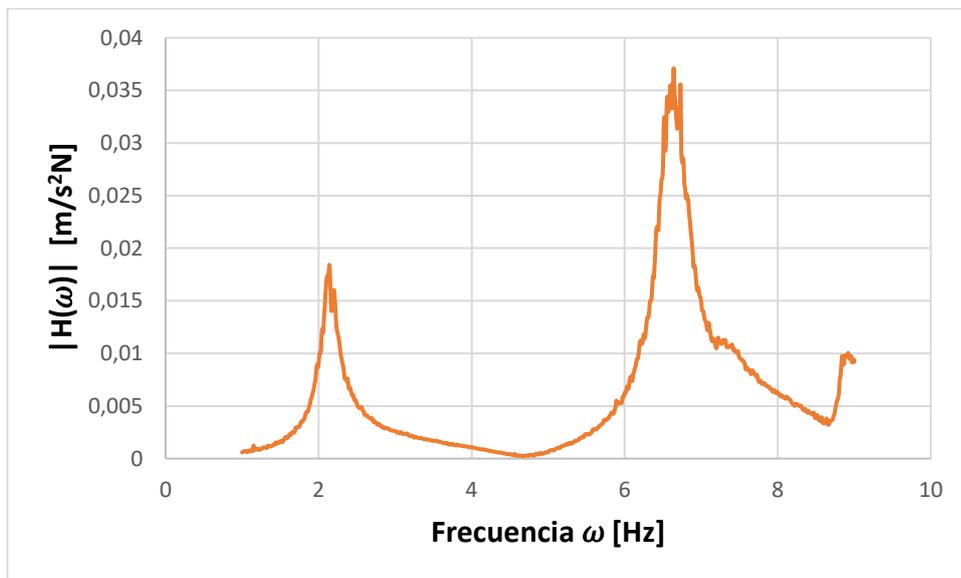
Gráfica 3.24. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 8.

Ensayo 8	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,1068	2,519
Modo 2	6,5678	2,068

Tabla 3.17. Primeros modos de resonancia ensayo 8. Ajuste a sistema SDOF.

Como ocurría en los ensayos anteriores las frecuencias de ambos modos coinciden mientras que los amortiguamientos obtenidos con el ajuste de curvas a un sistema SDOF son menores que los obtenidos con el ajuste a un sistema MDOF.

3.5.9. Ensayo 9.



Gráfica 3.25. Magnitud de la inercia ensayo 9.

Si se comparan la Gráfica 3.25 (ensayo 9) con la Gráfica 3.22 (ensayo 8) se puede ver cómo ha mejorado el amortiguamiento. Esto se debe a que se ha aumentado el esfuerzo cortante al poner más peso en los extremos de la viga, y dado que la fricción se da en esta zona debida al esfuerzo cortante también aumenta esta y por tanto aumenta la energía disipada.

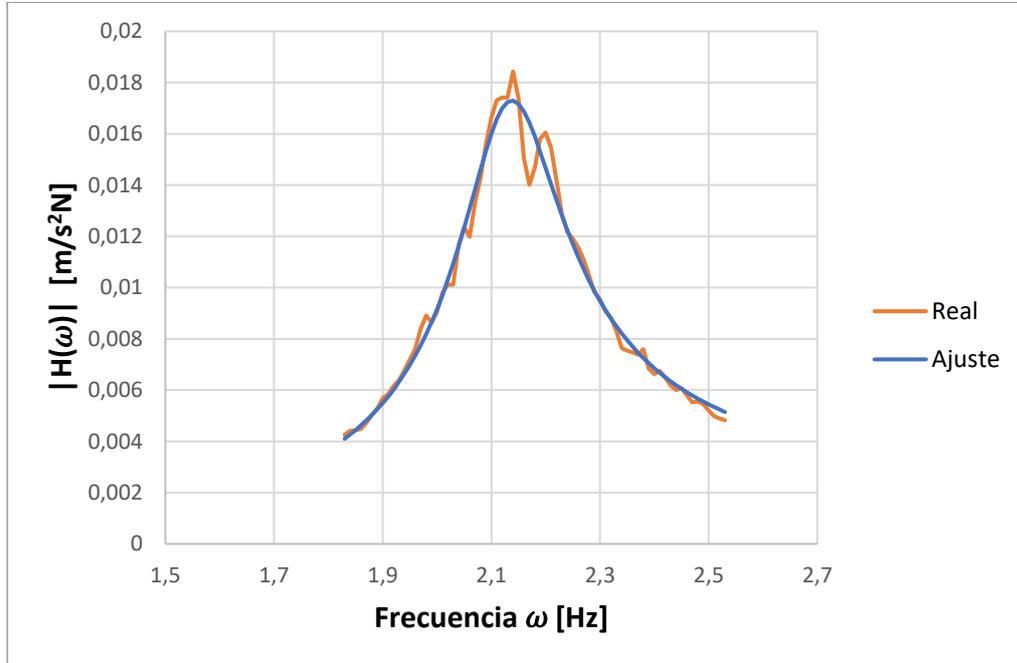
Las propiedades modales de este ensayo se muestran en la Tabla 3.18.

Ensayo 9	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,145	4,744
Modo 2	6,618	2,337

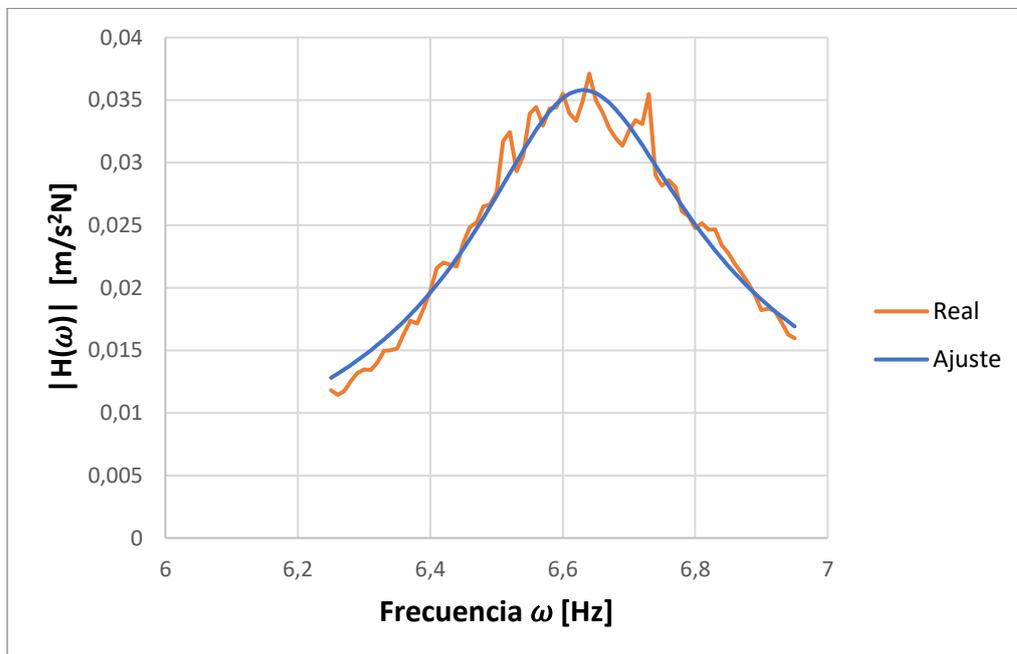
Tabla 3.18. Primeros modos de resonancia ensayo 9. Ajuste a sistema MDOF.

Al comparar las propiedades modales de este ensayo con las del ensayo 8 (Tabla 3.16), se puede ver como el amortiguamiento del modo 1 ha aumentado un 63,17% y el del modo 2 un 10,5% con respecto a los que se obtuvieron en el ensayo 8.

A continuación, se realiza un ajuste de curva a un sistema SDOF de los datos obtenidos experimentalmente. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 3.19 y los respectivos ajustes de cada uno de los modos se muestran en las Gráficas 3.26 y 3.27.



Gráfica 3.26. Ajuste del modo 1 a un sistema SDOF. Ensayo 9.



Gráfica 3.27. Ajuste del modo 2 a un sistema SDOF. Ensayo 9.

Ensayo 9	Frecuencia [Hz]	Amortiguamiento [%]
Modo 1	2,134	4,442
Modo 2	6,627	2,402

Tabla 3.19. Primeros modos de resonancia ensayo 9. Ajuste a sistema SDOF.

Al comparar los resultados obtenidos con el ajuste de curva a un sistema SDOF con los obtenidos al ajustar a un sistema MDOF, se observa que tanto las frecuencias como los amortiguamientos de los dos modos son prácticamente idénticos.

3.6. Conclusiones resultados experimentales:

Al observar los resultados obtenidos se puede concluir que la rigidez que aporta la viga y que anteriormente se ha considerado despreciable por incrementar tan solo un 0,507% la frecuencia de cada modo no lo es, por ese motivo cambian las frecuencias de resonancia al cambiar los listones de acero por la viga tal y como se ve al comprar los resultados del ensayo 1 con los del 2, de esta comparación se obtiene que la frecuencia del modo 1 aumenta un 1,47% mientras que la del modo 2 lo hace un 2%, por tanto se puede concluir que cuanto mayor es la rigidez mayor será la frecuencia propia de cada modo.

También se pudo observar que la masa al igual que la rigidez modifican las propiedades modales del forjado. Como se pudo ver al comparar los resultados del ensayo 6 con los del 1, donde al aumentar la masa de la capa de compresión tanto la amortiguación como las frecuencias de resonancia disminuyen. Se obtuvo que la frecuencia del modo 1 se reducía un 3,23% y la del modo 2 un 2,41%, mientras que los amortiguamientos se reducen un 31,02% y un 45,76% respectivamente.

Otra conclusión obtenida es que los resultados de los ensayos 3, 4 y 5 no se pueden usar para realizar el calibrado del modelo en cada situación, dado que el modelo computacional una vez calibrado tiene que representar el comportamiento de la estructura real y como se comentó anteriormente entre los resultados de estos ensayos existen incompatibilidades. Debido a estas incompatibilidades no se puede saber si la estructura real se comporta de esta forma realmente.

En cuanto a los ensayos realizados usando distintas capas de compresión sobre el forjado (plataforma de madera) se ha podido ver cómo la disipación de energía por rozamiento aumenta el amortiguamiento. El amortiguamiento es mayor cuanto mayor es la superficie de contacto como se puede ver al comparar los resultados obtenidos en el ensayo 2 con los del ensayo 7, donde se obtuvo que en el ensayo 7 el amortiguamiento del modo 1 aumento 73,3% y el del modo 2 un 20,37% con respecto a los obtenidos en el ensayo 2.

Además, el amortiguamiento aumenta cuanto mayor es el coeficiente de rozamiento como se observa en el ensayo 8 al compararlo con los resultados del ensayo 7, de esta comparación se obtuvo que el modo 1 del ensayo 8 aumento un 42,18% mientras que el del modo 2 permaneció igual respecto a los amortiguamientos del ensayo 7. También se ve como aumenta el amortiguamiento al aumentar el esfuerzo cortante que existe en los extremos como se ve en el experimento 9, donde el amortiguamiento del modo 1 aumento un 63,17% y el del modo 2 un 10,5% con respecto a los que se obtuvieron en el ensayo 8.

Por último, se ha observado al realizar el ajuste de curvas a un sistema SDOF, que cada modo corresponde perfectamente con un sistema de 1 gdl cuya inertancia viene dada por la ecuación EC.2.12. Sin embargo, al comparar las propiedades modales del sistema obtenidas del ajuste a un sistema SDOF con las propiedades del sistema obtenidas mediante el ajuste de curvas a un sistema MDOF, se ve como los amortiguamientos difieren un poco dada la influencia de los demás modos, esta influencia sí que se tiene en cuenta al ajustar a un sistema MDOF. También se observa al comparar los resultados de un ajuste y otro que las frecuencias de amortiguamiento coinciden perfectamente.

4. MODELO COMPUTACIONAL Y CALIBRADO EN SAP2000.

En este apartado se explica cómo crear un modelo computacional de la plataforma sobre la que se basa todo el trabajo y como se calibra para cada ensayo realizado, para este fin se usa el programa de simulación de estructuras SAP2000. Este programa es un software de simulación que permite simular tanto estructuras estáticas como dinámicas, para este trabajo interesa el estudio dinámico.

Las gráficas de inercancia que se muestran a continuación corresponden con la magnitud de la inercancia, estando representadas en color verde la del modelo computacional y en color naranja la real.

4.1. Modelo Computacional.

Lo primero que se debe hacer para crear el modelo es iniciar un nuevo modelo en SAP2000, esto se hace dando al icono “New Model” (ver Figura 4.1), este icono se encuentra en la parte izquierda de la barra de herramientas superior.



Figura 4.1. Comando “New Model”.

Una vez que se ha seleccionado “New Model” se abre la ventana de la Figura 4.2, la cual permite hacer una configuración inicial del nuevo modelo. En esta misma figura también se muestran los parámetros seleccionados para la configuración. Donde se ha seleccionado como unidades N, m, C, que corresponden con las unidades newton, metros, grados centígrados. Además, en esta ventana se permite seleccionar los materiales de una región, en este caso daría igual cual se seleccionase dado que el material se va a crear.

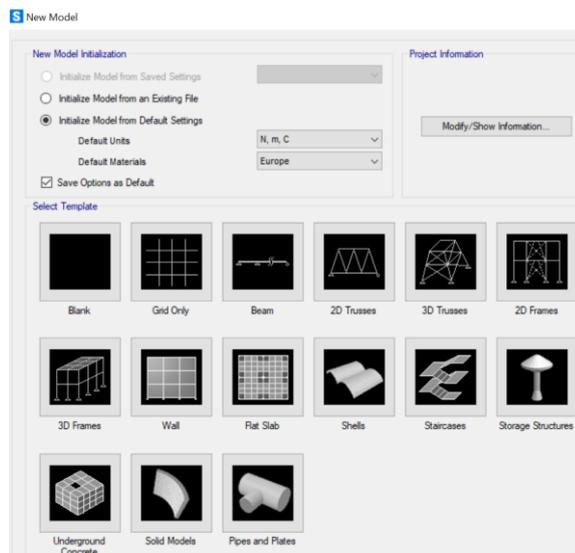


Figura 4.2. Ventana de configuración del nuevo modelo.

A continuación, se selecciona el tipo de plantilla que servirá de base para el modelo. Como la estructura de estudio se asemeja a una viga bi-apoyada se puede utilizar como plantilla tanto la opción “Grid Only” como la opción “Beam” que se muestran en la Figura 4.2, por mayor comodidad se utiliza la opción “Grid Only”. Cuando se selecciona esta opción aparece una nueva ventana, la cual permite configurar la rejilla con los parámetros deseados ver Figura 4.3.

The image shows a software dialog box titled "Quick Grid Lines". It has two tabs: "Cartesian" (selected) and "Cylindrical". The dialog is organized into several sections:

- Coordinate System Name:** A text box containing "GLOBAL".
- Number of Grid Lines:** Three input boxes: "X direction" with value "2", "Y direction" with value "1", and "Z direction" with value "1".
- Grid Spacing:** Three input boxes: "X direction" with value "13,35", "Y direction" with value "6,", and "Z direction" with value "3,".
- First Grid Line Location:** Three input boxes: "X direction" with value "0,", "Y direction" with value "0,", and "Z direction" with value "0,".

Figura 4.3. Parámetros de configuración de la rejilla.

Los parámetros de la rejilla que aparecen en la Figura 4.3 se han seleccionado de tal forma que se pueda trabajar en el plano XZ, ya que el programa entiende que la gravedad actúa en la dirección del eje Z. Para ello en “Number of Grid Lines” se indica 2 líneas en la dirección X donde estarán los apoyos, 1 línea en la dirección Z y en la dirección Y es indiferente el número de líneas indicado. Mientras que en la opción “Grid Spacing” en la dirección X se indica una distancia entre las líneas de 13,35 m que corresponde con la distancia entre apoyos, la cual no es igual a la longitud de la viga que es de 13,5 m pero esa longitud extra se considera despreciable, y en las demás direcciones da igual la separación indicada.

Después de crear la rejilla la pantalla se divide en dos partes, una parte es una vista en 2D del plano XY y la otra parte es una vista en 3D. Como la vista que interesa es la vista plana del plano XZ, se cierra la vista en 3D y se selecciona el plano XZ para su visualización, esto se hace dando al icono XZ (ver Figura 4.4) que se encuentra en la barra superior de herramientas.

XZ

Figura 4.4. Comando de visualización de plano XZ.

Al dar al icono XZ en la ventana de trabajo aparece la rejilla con unas burbujas ver Figura 4.5. Como a la hora de crear la estructura estas burbujas no son necesarias se van a eliminar de la pantalla para mayor comodidad, para eliminarlas se da con el botón derecho sobre la pantalla apareciendo el panel de opciones de la Figura 4.6 izquierda. En este panel se selecciona la opción “Edit Grid Data” con lo que se abre una nueva ventana ver Figura 4.6 derecha, la cual permite añadir o modificar un sistema de rejilla, en el caso que ocupa se selecciona la opción “Modify/Show System” con lo que se abre otra ventana ver Figura 4.7 donde se modifica el tamaño de las burbujas en la opción “Bubble Size”, por ejemplo, poniendo 0,0001.

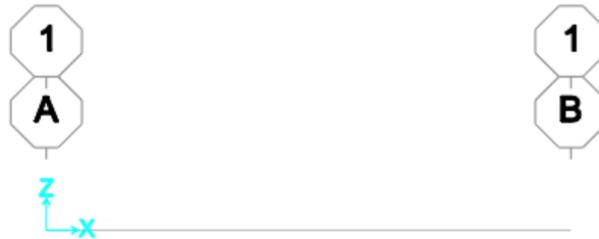


Figura 4.5. Rejilla con burbujas.

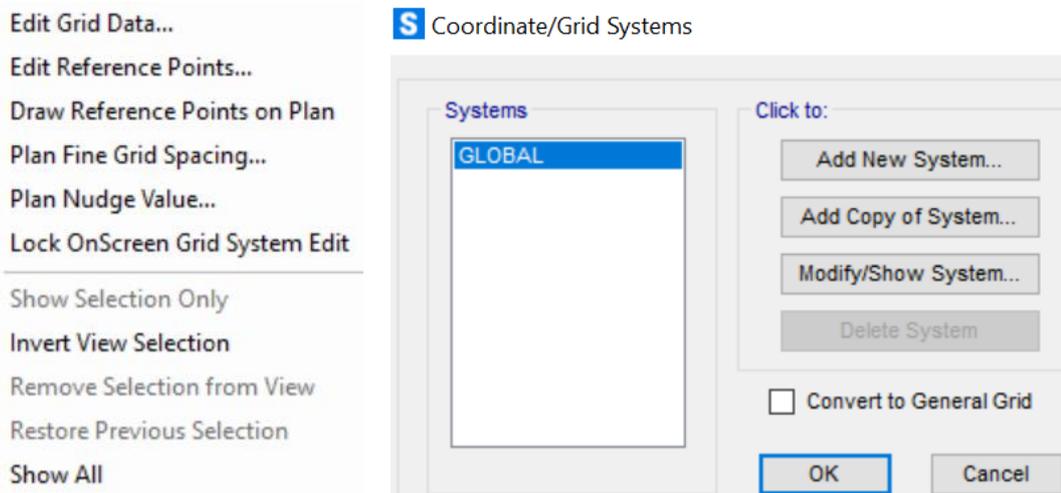


Figura 4.6. Imagen izquierda panel de opciones botón derecho, imagen derecha ventana “Edit Grid Data”.

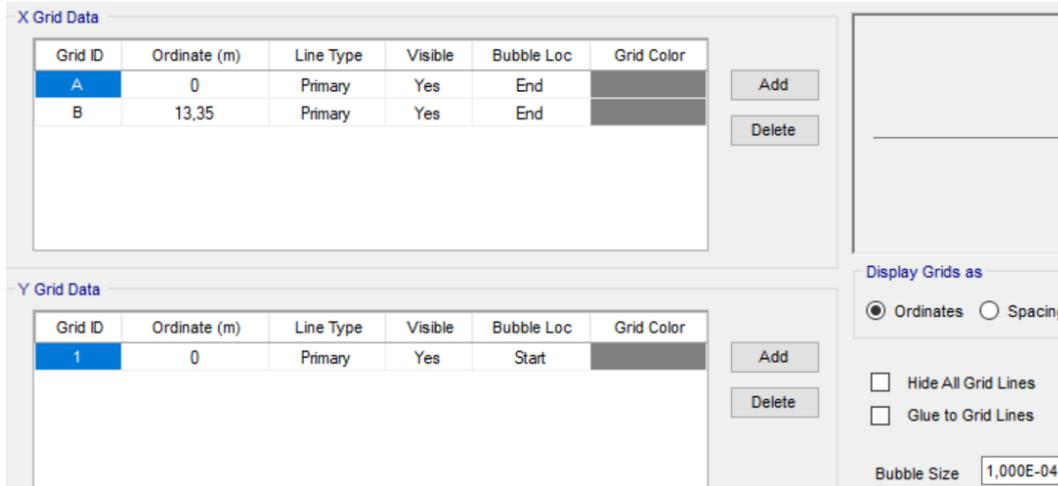


Figura 4.7. Ventana “Modify/Show System”.

A continuación, se pasa a definir el material de la estructura, esto se hace en la opción “Define” que se encuentra en la parte superior de la ventana ver Figura 4.8, al pinchar sobre él se abre una lista de opciones donde se selecciona “Define Materials” con lo que aparece la ventana de la Figura 4.9. En esta nueva ventana se selecciona la opción “Add New Material” para añadir un nuevo material.



Figura 4.8. Opción “Define”.

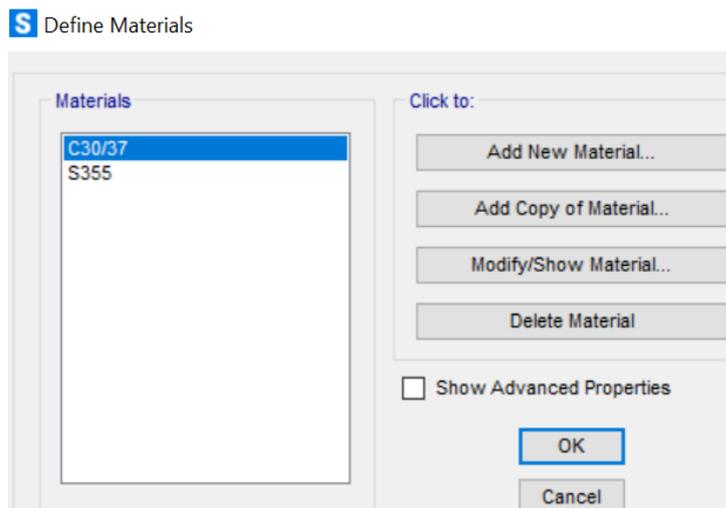


Figura 4.9. Ventana “Define Materials”.

Al añadir el nuevo material aparece la ventana de la Figura 4.10, donde pide introducir la región y el tipo de material con los comandos “Region” y “Material Type” respectivamente. Como el material va a ser creado por el usuario en

“Region” se indica “User”, mientras que como el tipo de material es una mezcla de madera y acero en “Material Type” se indica “Other”.

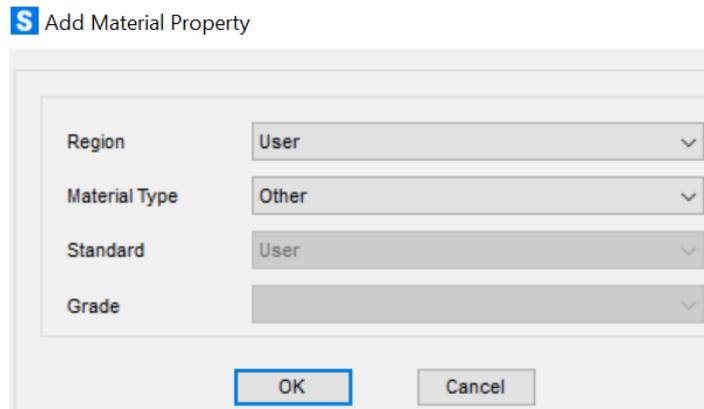


Figura 4.10. Ventana “Add New Material”.

Después de indicar la región y el tipo de material al dar al botón “OK”, aparece otra ventana ver Figura 4.11, donde piden especificar las características del nuevo material. En esta ventana en “Material Name” se escribe Estructura que será el nombre dado al material, después en “Modulus Of Elasticity, E” se escribe el módulo de Young al cual de inicio se le da un valor de $1,2 \times 10^{10}$ Pa, este valor se obtuvo de otro TFG referencia [19] y que posteriormente en el calibrado se modificará.

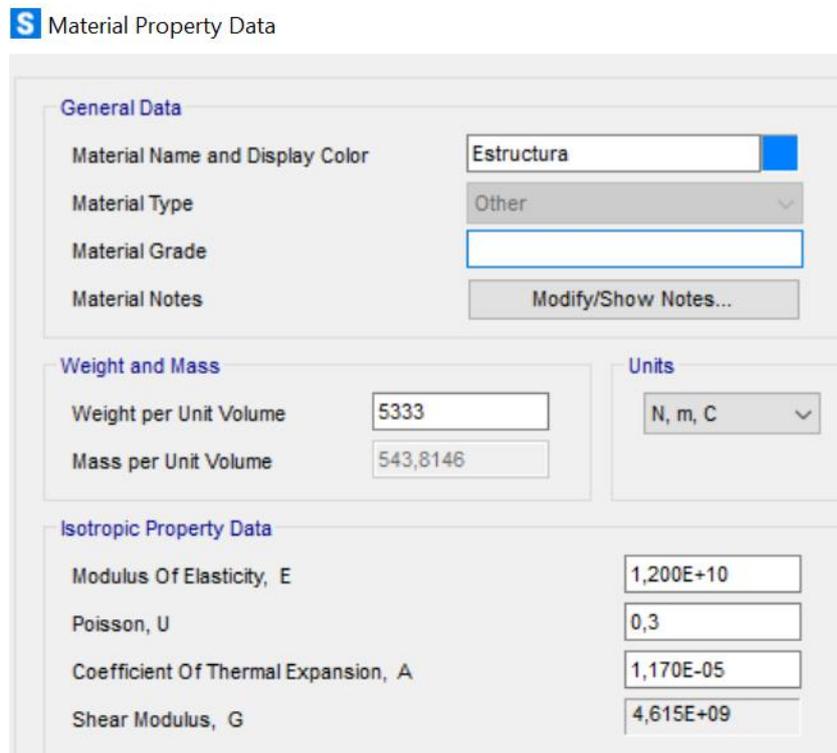


Figura 4.11. Ventana de configuración del material

Para terminar de caracterizar el material se indica el peso por unidad de volumen del material en la casilla “Weight per Unit Volume”, dado que se conoce tanto las dimensiones como el peso de la estructura. Esta estructura tiene una sección de 1000×140 mm y una longitud de 13350 mm, mientras que está compuesta por 822 kg de madera y 34 kg de acero, dando una masa total de 856 kg. Sobre esta plataforma se coloca dependiendo del ensayo una masa equivalente de 82,2 kg o 164,4 kg, dependiendo si se coloca una o dos vigas encima. Como se conoce las medidas de la plataforma y la masa total se puede obtener la densidad del material con la ecuación EC.4.1, obteniendo un valor de $\rho = 502 \text{ kg/m}^3$ cuando la masa colocada encima son 82,2 kg y un valor de $\rho = 546 \text{ kg/m}^3$ cuando la masa colocada encima son 164,4 kg. Sin embargo, en el programa se debe meter el peso por unidad de volumen, el cual se consigue multiplicando a las densidades por $9,81 \text{ m/s}^2$ obteniendo $4924,5 \text{ N/m}^3$ y 5356 N/m^3 respectivamente.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (\text{EC. 4.1})$$

El siguiente paso que se debe hacer antes de crear la estructura es el de definir la sección, esto se hace a través del comando “Define” explicado anteriormente. Cuando se pincha y salen las distintas opciones se debe seleccionar la opción “Section Properties” y después dar “Frame Sections” con lo que se abrirá el cuadro de dialogo de la Figura 4.12. En este cuadro de diálogo se da a la opción “Add New Property” al seleccionar dicha opción se abre otro cuadro ver Figura 4.13, donde pide indicar el tipo de sección. Como la sección será creada desde cero en “Frame Section Property Type” se indica “Other” y de las opciones que aparecen en “Click to Add Section” se selecciona “General”.

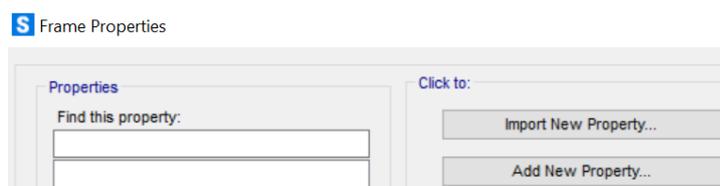


Figura 4.12. Ventana “Frame Properties”.

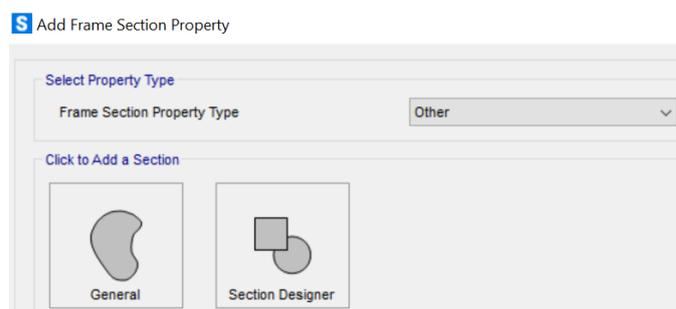


Figura 4.13. Ventana de dialogo “Add Frame Section Property”.

Al seleccionar la opción “General” aparece otra ventana ver Figura 4.14, donde se debe definir las propiedades de la sección, estas han sido obtenidas de otros estudios realizados sobre la estructura ver referencia [19].

Properties			
Cross-section (axial) area	0,14	Section modulus about 3 axis	3,267E-03
Moment of Inertia about 3 axis	2,287E-04	Section modulus about 2 axis	0,0233
Moment of Inertia about 2 axis	0,0117	Plastic modulus about 3 axis	4,900E-03
Product of Inertia about 2-3	0,	Plastic modulus about 2 axis	0,035
Shear area in 2 direction	0,1167	Radius of Gyration about 3 axis	0,0404
Shear area in 3 direction	0,1167	Radius of Gyration about 2 axis	0,2887
Torsional constant	8,340E-04	Shear Center Eccentricity (x3)	0,

Figura 4.14. Ventana “Property Data”, propiedades de la sección.

Para finalizar la definición de la sección se abre la ventana de la Figura 4.15, donde lo primero que se hace es asignarle un nombre a la sección en “Section Name”, el cual será Sección, lo siguiente es indicar el ancho y el alto para ello en “Width” se indica 1 y en “Depth” 0,14 ambos tienen unidades de metros. La sección se termina de definir asignándole un material, esto se hace en “Material” y se selecciona el material creado anteriormente con el nombre de Estructura.

S General Section

Figura 4.15. Ventana “General Section”.

Una vez que se ha definido el material y la sección de la estructura se puede pasar a construir esta. Para ello mediante el comando “Quick Draw Frame” ver Figura 4.16. Este comando se encuentra en la barra de herramientas del lado izquierdo de la pantalla y con él se puede dibujar la estructura. Al seleccionar este comando se abre el cuadro de dialogo de la Figura 4.17, en el cual se muestran las propiedades del objeto a dibujar, para dibujar la estructura se pincha sobre la línea de rejilla que hay creada en la ventana de trabajo.



Figura 4.16. Comando “Quick Draw Frame”

Properties of Object	
Line Object Type	Straight Frame
Section	Seccion ▾
Moment Releases	Continuous
Local Axis Rotation	0,
XY Plane Offset Normal	0,

Figura 4.17. Ventana “Properties of Object”.

El siguiente paso que se debe hacer una vez creada la estructura es dividir está en 12 partes iguales, de esta forma se obtendrán 13 nudos que coinciden con las barras metálicas introducidas transversalmente en la estructura real, utilizadas para unir las vigas de madera y conformar una viga de mayor sección. Para realizar esta división se selecciona la viga y después se da al comando “Edit” que se encuentra en la esquina superior izquierda de la pantalla, a continuación, se da a la opción “Edit Lines” y por último a “Divide Frames” saliendo por pantalla la ventana de la Figura 4.18, donde en “Number of Frames” se debe indicar 12 tal como se muestra.

S Divide Selected Frames

Divide Options for Selected Straight Frame Objects

Divide into Specified Number of Frames

Number of Frames

Last/First Length Ratio

Break at Intersections with Selected Joints, Straight Frames, Area Edges and Solid Edges

Divide at Specified Distance from I-end of Frame

Distance Type

Distance

Divide at Intersection with a Coordinate Plane in the Current Coordinate System

Figura 4.18. Ventana “Divide Selected Frames”.

La división de la estructura proporciona 13 nodos donde poder medir y obtener las funciones de transferencia en frecuencia (FRF), las cuales se compararán con las obtenidas en los ensayos experimentales, esto será posible gracias a que algunos de los nodos coinciden con los puntos donde se han colocado los acelerómetros en la estructura real. Además, estos nodos permiten situar los apoyos, el muelle y el peso del Shaker de manera fácil.



Figura 4.19. Etiquetas “Labels” de los nodos creados.

Para colocar los apoyos fijos que tiene la estructura en sus extremos se seleccionan los dos nodos extremos cuyas etiquetas son 1 y 2 ver Figura 4.19. A continuación, con estos dos nodos seleccionados se sigue la siguiente ruta de comandos “Assign” → “Joint” → “Restrains”, con lo que se llega a una ventana donde se permite asignar las restricciones de movimiento a los nodos deseados ver Figura 4.20. En esta ventana se selecciona como movimientos impedidos las tres traslaciones posibles.

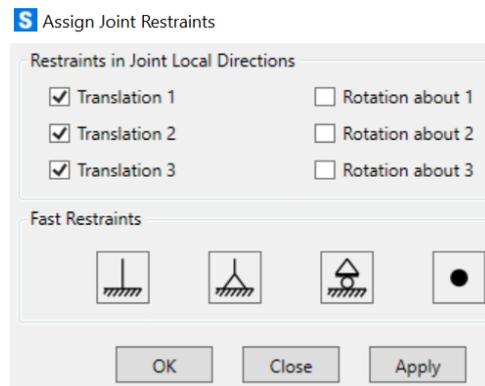


Figura 4.20. Ventana “Assign Joint Restraints”.

El siguiente elemento que se debe colocar es el muelle “Spring”, este elemento se ha introducido en la estructura real como forma de mitigar la deformada debida al peso propio de la estructura. Para colocarlo se debe seleccionar el nodo con etiqueta 8 ver Figura 4.19 y a continuación seguir la siguiente rutina de comandos “Assign” → “Joint” → “Springs”, con lo que se abrirá la ventana de la Figura 4.21. En esta ventana se debe seleccionar la opción “Simple” en “Direction” se debe poner “Global” y por último en “Traslation Global Z” se debe introducir la rigidez del muelle que es de 40000 N/m obtenida de la referencia [19]. Sin embargo, está rigidez se va a modificar más tarde a la hora de hacer el calibrado del modelo en cada ensayo.

S Assign Joint Springs

Spring Type

Simple

Advanced - Coupled 6x6 Spring

Modify/Show Advanced Spring Stiffness...

Spring Coordinate System

Direction GLOBAL

Simple Spring Stiffness

Translation Global X 0 N/m

Translation Global Y 0 N/m

Translation Global Z 40000 N/m

Rotation about Global X 0 N-m/rad

Rotation about Global Y 0 N-m/rad

Rotation about Global Z 0 N-m/rad

Options

Add to Existing Springs

Replace Existing Springs

Delete Existing Springs

Reset Form to Default Values

OK Close Apply

Figura 4.21. Ventana "Assign Joint Springs".

S Assign Joint Masses

Specify Joint Mass

As Mass

As Weight

As Volume and Material Property

Material + C30/37

Mass Coordinate System

Direction Local

Mass

Translation 1 65 kg

Translation 2 65 kg

Translation 3 65 kg

Mass Moment of Inertia

Rotation about 1 0 kg-m²

Rotation about 2 0 kg-m²

Rotation about 3 0 kg-m²

Options

Add to Existing Masses

Replace Existing Masses

Delete Existing Masses

Reset Form to Default Values

OK Close Apply

Figura 4.22. Ventana "Assign Joint Masses".

Para terminar de modelar la estructura de estudio en SAP2000 se debe añadir el peso del “Shaker”, el cual se encuentra colocado a una distancia de $5L/12$, es decir sobre el nodo con etiqueta 7 ver Figura 4.19. Para introducir esta masa puntual en la estructura se debe seguir la cadena de comandos “Assign” → “Joint” → “Masses” con lo que se abre el cuadro de dialogo de la Figura 4.22. En este cuadro de diálogo se selecciona la opción “As Mass” y después en “Translation 1, 2 y 3” se pondrá la cantidad de 65 kg correspondiente a la masa del Shaker.

Como el problema de estudio de este trabajo es plano, hay que restringir el análisis al plano XZ para ello se da en la opción “Analyze” y después en “Set Analysis Options” abriéndose la ventana de la Figura 4.23 donde se selecciona la opción “XZ Plane”.

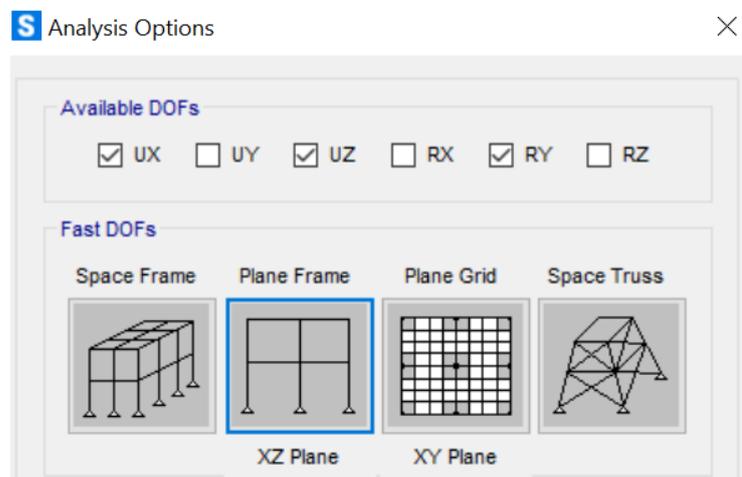


Figura 4.23 Ventana “Analysis Options”.

4.2. Calibración modelo computacional. Calibrado ensayo 1.

En este punto se va a proceder a explicar cómo se calibra el modelo computacional de la estructura creado en el apartado anterior. Es muy importante calibrar el modelo para que este se comporte de igual manera que la estructura real bajo cargas dinámicas.

Para poder calibrar adecuadamente el modelo, se debe conocer por un lado una de las funciones de respuesta en frecuencia de la estructura real (FRF) y por el otro al menos los dos primeros modos de resonancia (dados por su frecuencia natural y su amortiguamiento).

Lo primero que se hace antes de calibrar el modelo es crear el caso de carga, con el que SAP2000 es capaz de proporcionar la función de respuesta en frecuencia (FRF) en cualquiera de los nodos que tiene la estructura, estos puntos de medida son lo que aparecen numerados en la Figura 4.24.

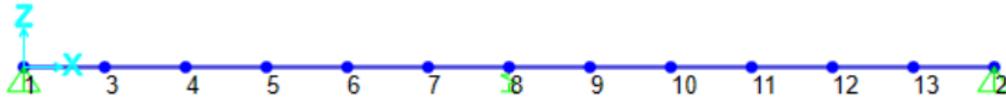


Figura 4.24. Puntos de medida de la FRF en SAP2000.

Para crear este caso de carga, primero se crea el patrón de carga F para ello se sigue la siguiente cadena de comandos “Define” → “Load Patterns”, con lo que se llega a la ventana de la Figura 4.25, donde se crea un patrón de carga llamado F y de tipo “Other” como se muestra en la Figura 4.25.

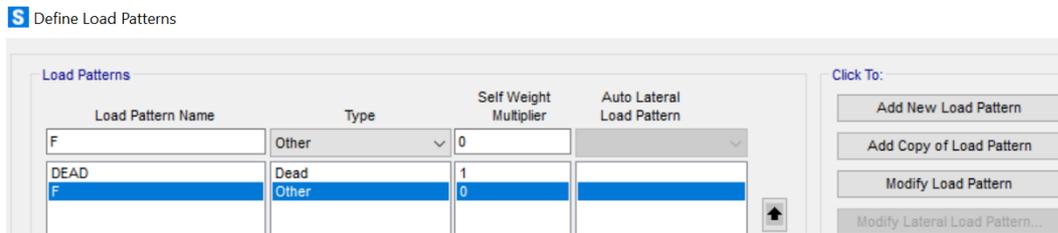


Figura 4.25. Ventana “Define Load Patterns”.

A continuación, se define el caso de carga siguiendo la cadena de comandos “Define” → “Define Load Cases” y se llega a la ventana de la Figura 4.26. En esta ventana se permite la opción de modificar el tipo de caso de carga “Load Case Type”, para ello se da a “Modify/Show Load Case” llegando al cuadro de diálogo de la Figura 4.27.

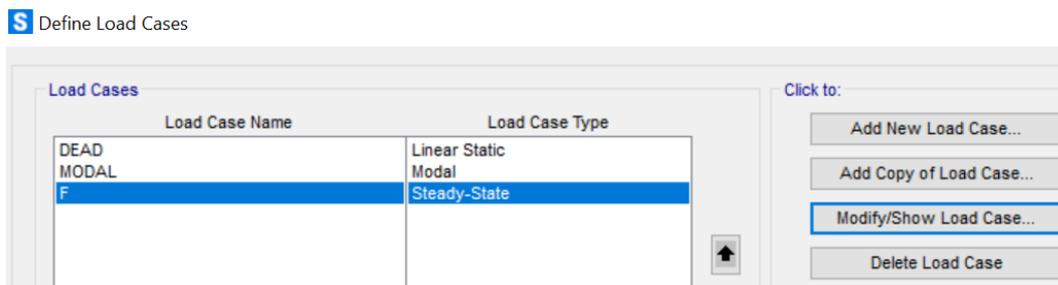


Figura 4.26. Cuadro de dialogo “Define Load Case”.

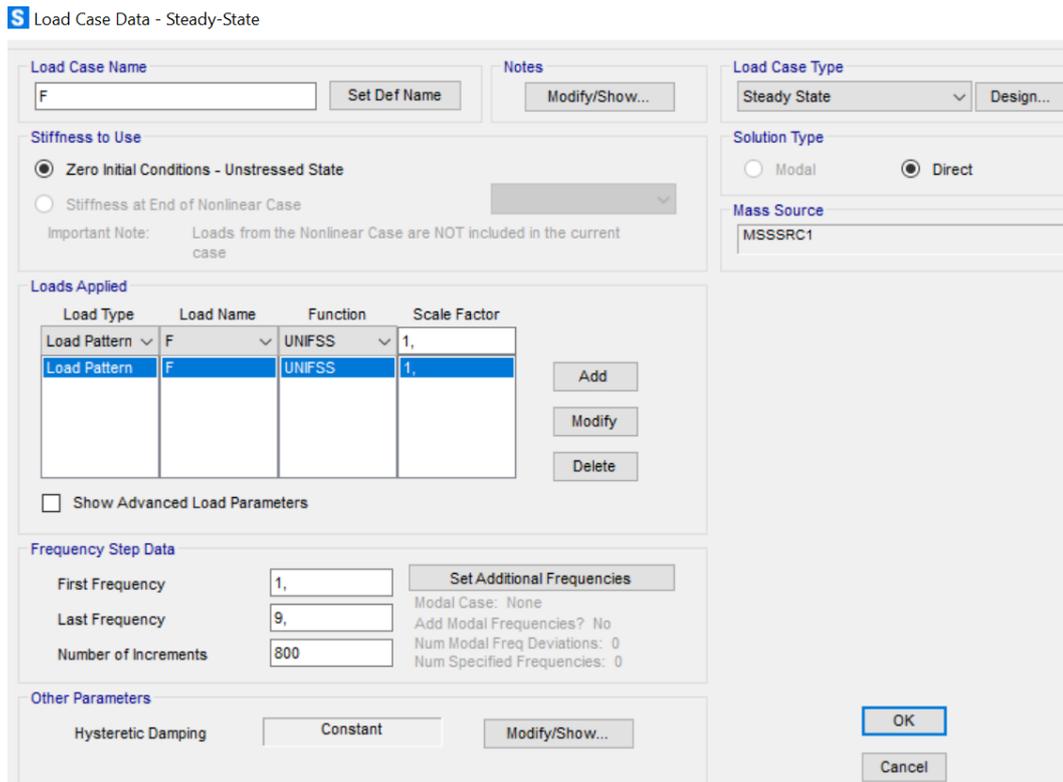


Figura 4.27. Cuadro de dialogo "Load Case Data".

En el cuadro de dialogo de la Figura 4.27 se debe indicar en "Load Case Type" el tipo "Steady State" el cual permite obtener las FRF. Después en "Frequency State Data" se indica el rango de frecuencias y el número de puntos que se quiere para representar la FRF, para este trabajo se indica como "First Frequency" 1 Hz y como "Last Frequency" 9 Hz y el número de puntos "Number Of Increments" es de 800, de esta forma los datos proporcionados coinciden con la frecuencia de muestreo de la parte experimental.

Para terminar la definición del caso de carga F se debe asignar esta carga al nodo sobre el que actúa. El nodo sobre el que actúa es el mismo donde se encuentra la masa del Shaker, es decir, el nodo con la etiqueta 7 (ver Figura 4.24), esto es así dado que en la estructura real él que provoca esta fuerza es el Shaker. Para asignar a ese nodo la carga se ha de seguir la lista de comandos "Assign" --> "Joint Load" --> "Forces", con lo que se llega a la ventana de la Figura 4.28. En esta ventana como "Load Pattern" se selecciona F y se le asigna un valor de -1 en "Force Global Z", el signo menos se introduce para indicar a SAP que la carga va hacia abajo, sin embargo, al ser un estudio dinámico da igual la dirección de la carga porque el módulo de la inercia siempre es positivo.

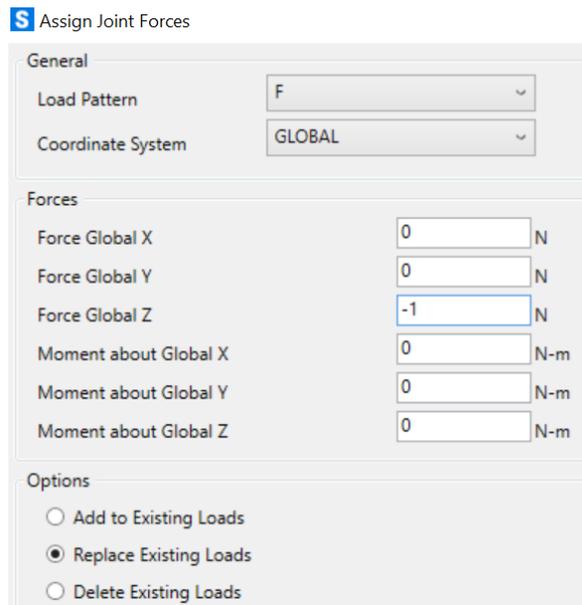


Figura 4.28. Ventana “Assign Joint Forces”.

Una vez que se ha creado el caso de carga descrito anteriormente ya se puede empezar a calibrar el modelo. Como ejemplo para explicar cómo se calibra un modelo computacional se va a tomar el ensayo 1 y los demás ensayos se calibran de la misma forma.

Lo primero que se ha de hacer es introducir el dato adecuado del peso del material por unidad de volumen, para el ensayo 1 el peso es de 4924,5 kg/m³. Una vez hecho esto se ejecuta el programa para obtener las 2 primeras frecuencias y poderlas comparar con las obtenidas experimentalmente mediante el ajuste de curva a un sistema MDOF, ver Tabla 4.1.

Ensayo 1	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,105	2,14016
Frecuencia 2 (Hz)	6,524	6,85569

Tabla 4.1. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con un módulo de elasticidad de $1,2 \times 10^{10}$ Pa.

Como se puede observar en la Tabla 4.1, las frecuencias obtenidas para los dos primeros modos de resonancia son similares, pero no iguales. Para modificar estas frecuencias y aproximarse a las reales se debe modificar el valor del módulo de elasticidad E y la rigidez del muelle. Mientras el módulo de elasticidad afecta a la frecuencia de ambos modos, la rigidez solo modifica la frecuencia del primer modo, ya que la variación que provoca en el segundo es despreciable porque está aplicado en un nodo de ese modo 2.

Por tanto, primero se ajusta la frecuencia del segundo modo modificando el módulo de elasticidad a través de ensayo y error hasta que se llega a un valor de $1,087 \times 10^{10}$ Pa obteniendo los valores de la Tabla 4.2.

Ensayo 1	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,105	2,079
Frecuencia 2 (Hz)	6,524	6,523

Tabla 4.2. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con un módulo de elasticidad de $1,087 \times 10^{10}$ Pa.

De los resultados mostrados en la Tabla 4.2 se observa que la frecuencia del segundo modo queda perfectamente calibrada, mientras que la del primer modo esta desplazada un poco, para calibrarla se modifica la rigidez del muelle a ensayo y error como se hizo con el módulo de elasticidad llegando a un valor de 42500 N/m y obteniendo los valores de la Tabla 4.3.

Ensayo 1	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,105	2,107
Frecuencia 2 (Hz)	6,524	6,523

Tabla 4.3. Tabla comparativa de las 2 primeras frecuencias de resonancia del ensayo 1, con una rigidez del muelle de 42500 N/m.

Una vez que se ha logrado calibrar las frecuencias de la estructura se procede a calibrar el amortiguamiento de esta. Para poder hacer esto se han de comparar las inertancias (FRF) de un punto de la estructura real con el mismo punto del modelo computacional. La FRF que se compara es la obtenida del punto donde está colocado el Shaker, que en el modelo computacional corresponde con el nodo de etiqueta "Label" 7 o en el caso de la estructura real con los datos medidos por el acelerómetro SH-Estructura.

Mientras que los datos de la inertancia real se han obtenido anteriormente por experimentación. Los datos de la inertancia del nodo 7 del modelo computacional se obtienen siguiendo los siguientes pasos, primero se ha de ejecutar el programa en SAP2000 y una vez ejecutado se ha de realizar la siguiente lista de comandos "Display" --> "Show Plot Functions" con lo que se llega a la ventana de la Figura 4.29. En esta ventana se pincha en la opción "Define Plot Functions" con lo que se abre otra ventana a su vez ver Figura 4.30, en la cual en "Choose Function Type to Add" se pone "Joint Disps/Forces" y se da a "Add Plot Function".

S Plot Function Trace Display Definition

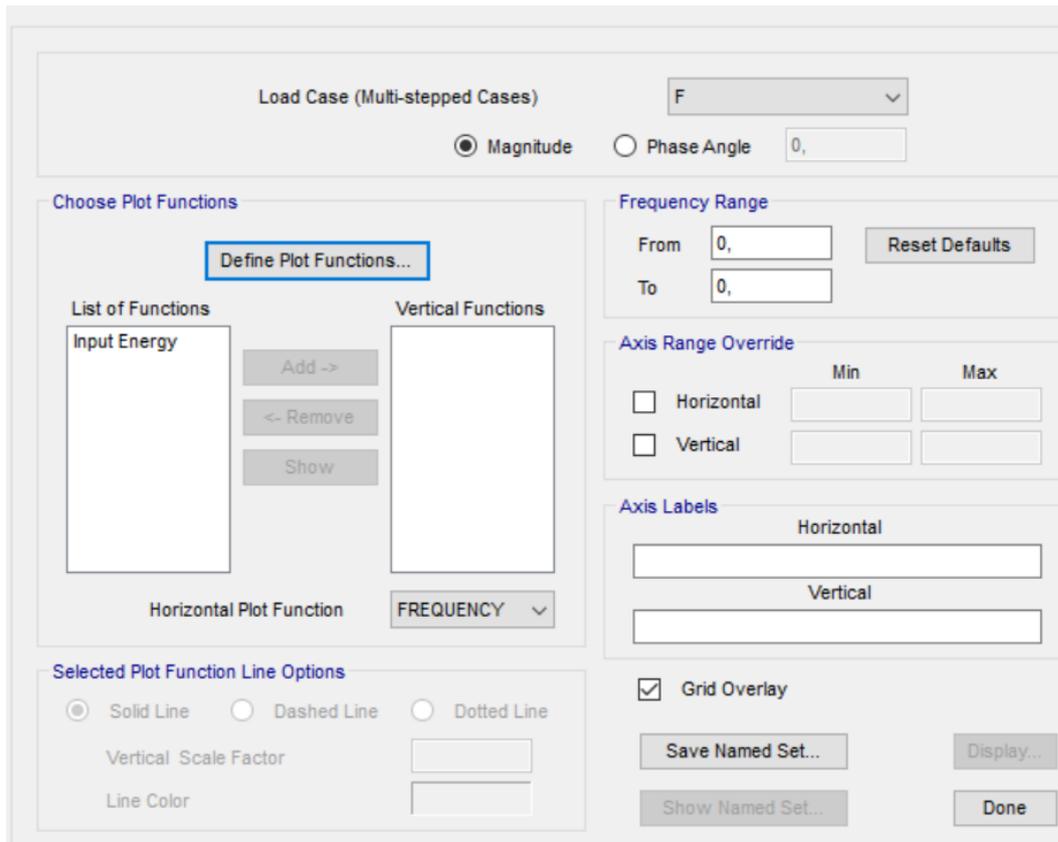


Figura 4.29. Ventana “Plot Function Trace Display Definition”.

S Plot Functions

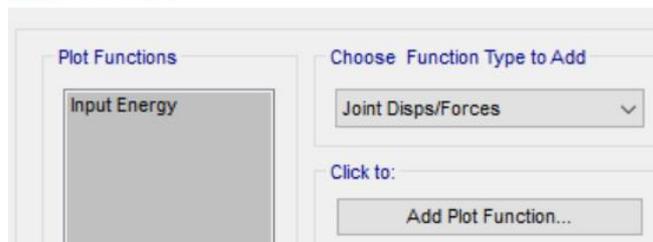


Figura 4.30. Ventana “Plot Functions”.

Al dar en la ventana de la Figura 4.30 a “Add Plot Function” sale una nueva ventana ver Figura 4.31, en la cual se puede elegir el punto de medida, el tipo de medida y la dirección en la que se mide. El punto de medida se indica en “Joint ID” aquí se ha de poner el número del nodo dado por su “Label”, en este caso será el 7. El tipo de medida se indica en “Vector Type” como en la estructura real se mide aceleración para obtener la FRF aquí se indicará la opción “Accel” y la dirección en la que se mide “Component” se indicará “ U_z ”, dado que en la estructura real se mide la aceleración en la dirección Z. Después de establecer los valores anteriores, se da al botón “OK” tanto en la ventana

de la Figura 4.31 como en la de la Figura 4.30, volviendo de nuevo a la ventana de la Figura 4.29.

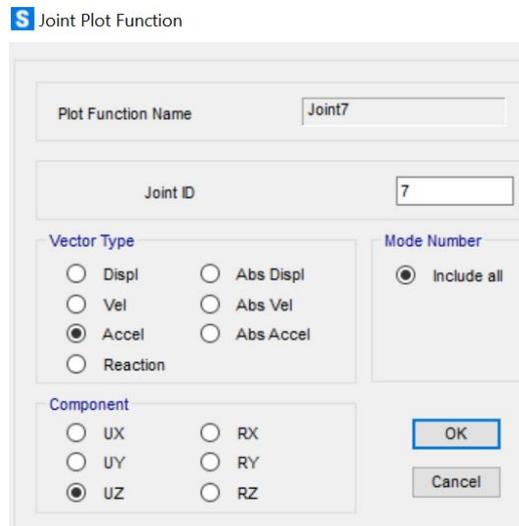


Figura 4.31. Ventana “Joint Plot Function”.

Ahora en la ventana de la Figura 4.29 en la parte donde pone “List of Functions” aparece “Joint7” esta función se debe pasar a la columna “Vertical Functions”, para ello se da al comando “Add”, con lo que se modifica la ventana quedando como la de la Figura 4.32. En esta ventana ya se puede dar a la opción “Display”, la cual saca por pantalla la magnitud o la fase de la FRF del punto 7 dependiendo de lo que se quiera.

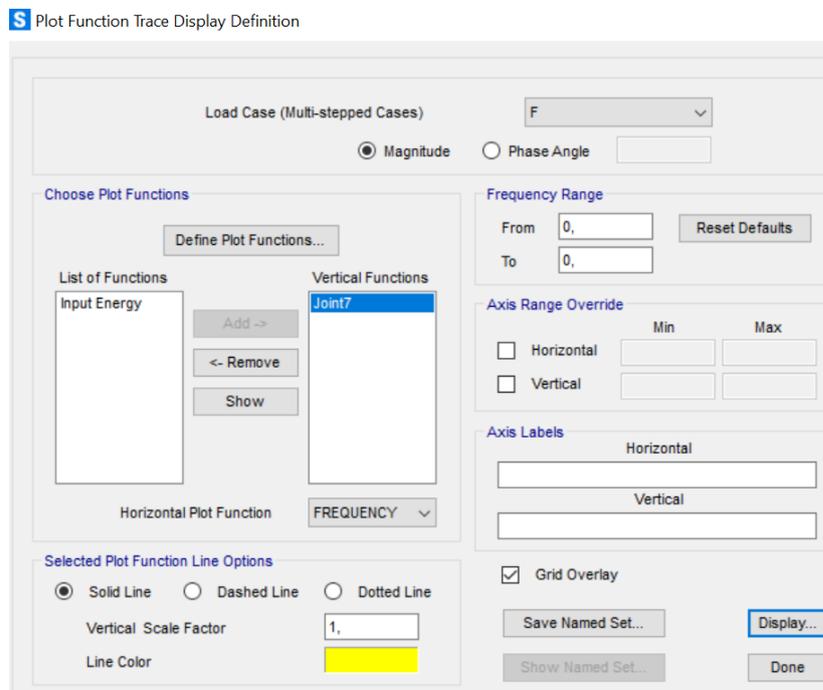


Figura 4.32. Nueva ventana “Plot Function Trace Display Definition”.

En el presente trabajo interesa obtener la magnitud de la inercia para poder compararla con la magnitud de la inercia real. Al dar al botón “Display” sale por pantalla la ventana de la Figura 4.33.

S Display Plot Function Traces (F)

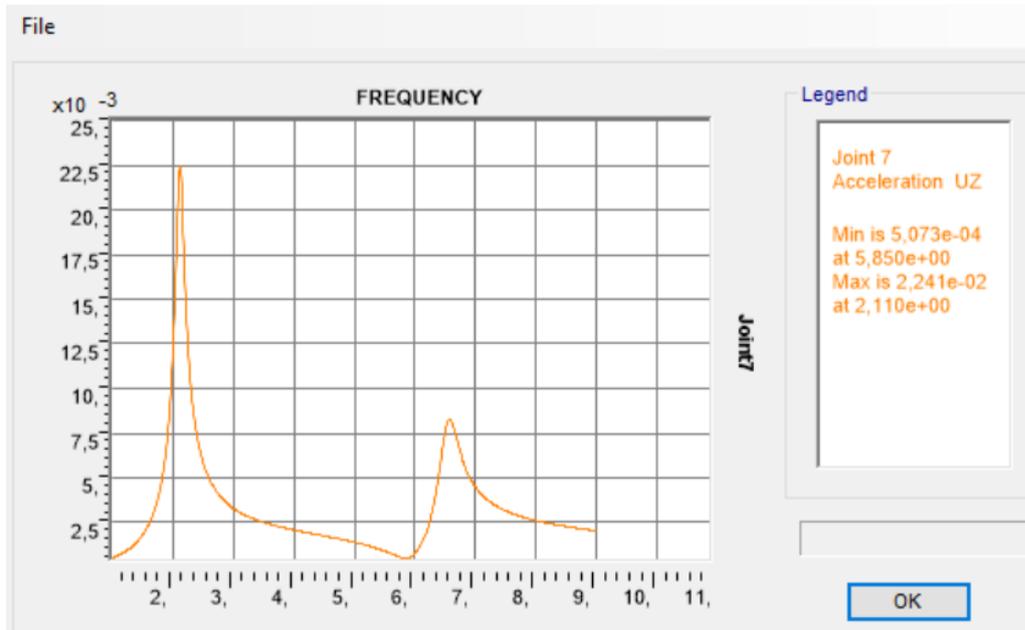


Figura 4.33 Ventana “Display Plot Function Traces”.

Una vez hecho esto se comparan las inercias para ello se deben exportar los datos de la inercia del modelo computacional realizado en SAP2000 a un formato con el que se pueda trabajar en Excel.

Lo primero que se hace es exportar los datos de SAP2000 a un fichero (.txt), esto se hace dando a “File” en la ventana de la Figura 4.33 y después a “Print tables to file”. El fichero (.txt) guardado tiene la forma de la Figura 4.34.

```

S T E A D Y   S T A T E   D A T A

CASE F
FUNCTION Joint7: Joint 7 Acceleration UZ

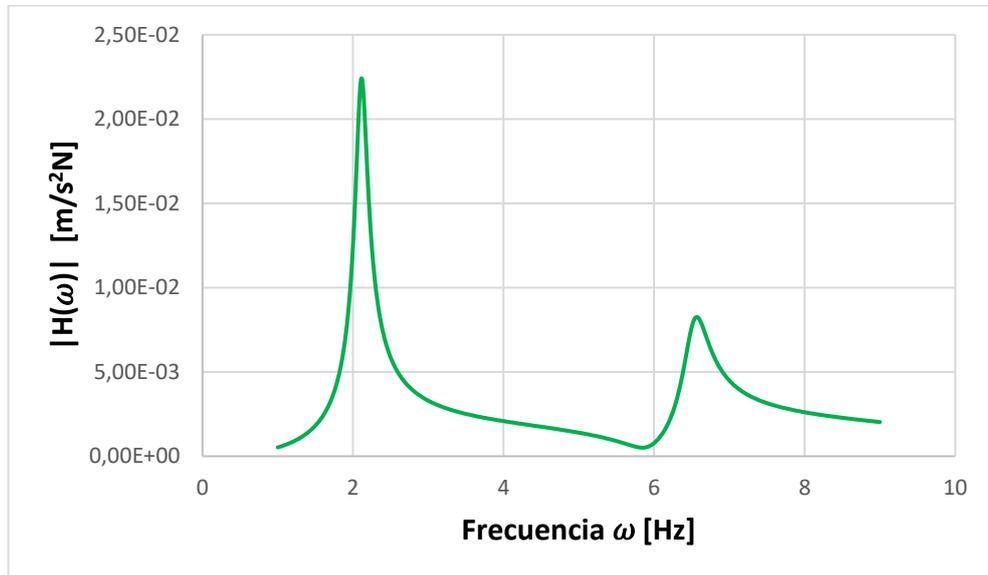
FREQUENCY      FUNCTION
                Joint7
      1,         5,235E-04
     1,01        5,371E-04
     1,02        5,509E-04
     1,03        5,650E-04
     1,04        5,795E-04
     1,05        5,942E-04
     1,06        6,093E-04
     1,07        6,247E-04
     1,08        6,404E-04
     1,09        6,565E-04
    
```

Figura 4.34. Fichero de datos exportado en formato .txt.

Una vez creado el archivo (.txt) se procede a pasar el archivo a Excel. Para ello se siguen los siguientes pasos:

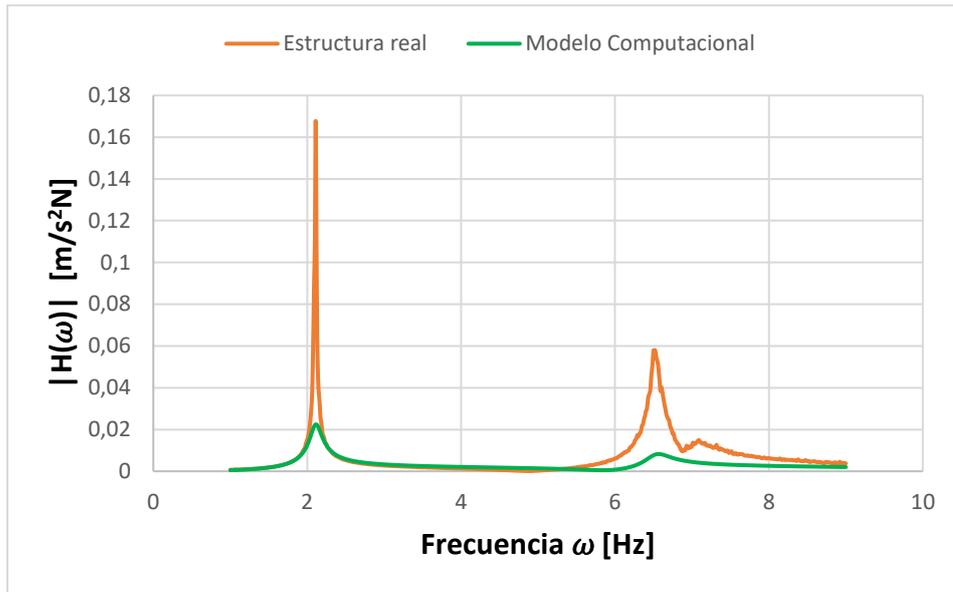
1. Se abre el programa Excel.
2. En Archivo se da a la opción Abrir y se busca el archivo .txt.
3. Se abre el archivo .txt con lo que aparece el asistente para importar texto.
4. En la primera ventana del asistente se selecciona la opción “De ancho fijo”.
5. En la segunda ventana del asistente no se modifica nada.
6. En la tercera ventana donde pone avanzado se mira cómo interpreta los decimales y los miles, estos tienen que coincidir con la forma en la que lo hace el archivo .txt.
7. Hecho los pasos anteriores se da a finalizar.

Después de haber abierto los datos de la inercia proporcionados por SAP2000, en el programa Excel se procede a representarlos en un gráfico, donde el eje X es la frecuencia en Hz y el eje Y es la aceleración del punto de medida en m/s^2 , ver Gráfica 4.1.



Gráfica 4.1. Magnitud de la inercia del modelo computacional ensayo 1 sin calibrar.

A continuación, se procede a comparar la inercia del modelo computacional con la obtenida en el ensayo de la estructura real ver Gráfica 4.2.



Gráfica 4.2. Gráfica comparativa de la magnitud de la inercia real y la del modelo del ensayo 1.

De la comparación de las inercias realizada en la Gráfica 4.2. Se observa que las frecuencias de los dos modos de resonancia coinciden como se mostró anteriormente en la Tabla 4.3. Mientras que el amortiguamiento es mucho mayor en el modelo computacional que el que existe en la estructura real.

Para que el modelo computacional se comporte igual que la estructura real bajo cargas dinámicas se debe modificar el amortiguamiento del modelo para que coincida en ambos.

Antes de modificar el amortiguamiento del modelo hay que conocer cómo trabaja SAP2000. Este programa se basa en la ecuación del movimiento de un sistema con amortiguamiento proporcional para obtener la FRF de la estructura simulada. La ecuación que rige este tipo de sistema se vio anteriormente ver EC.2.4 la cual es:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\}$$

Donde [C] es la matriz de amortiguamiento expresada por la ecuación EC.2.5, esta ecuación es:

$$[C] = \beta[K] + \gamma[M]$$

Donde:

[K]: es la matriz de rigidez del sistema.

[M]: es la matriz de masa del sistema.

β : es el factor "Stiffness Proportional Coefficient".

γ : es el factor “Mass Proportional Coefficient”.

De esta ecuación los únicos valores que SAP2000 permite modificar son los factores β y γ . Estos factores se encuentran al dar en “Modify/Show” en la ventana “Load Case Data” donde pone “Hysteretic Damping” ver Figura 4.27. Al dar en esta opción se abre la ventana de la Figura 4.35.

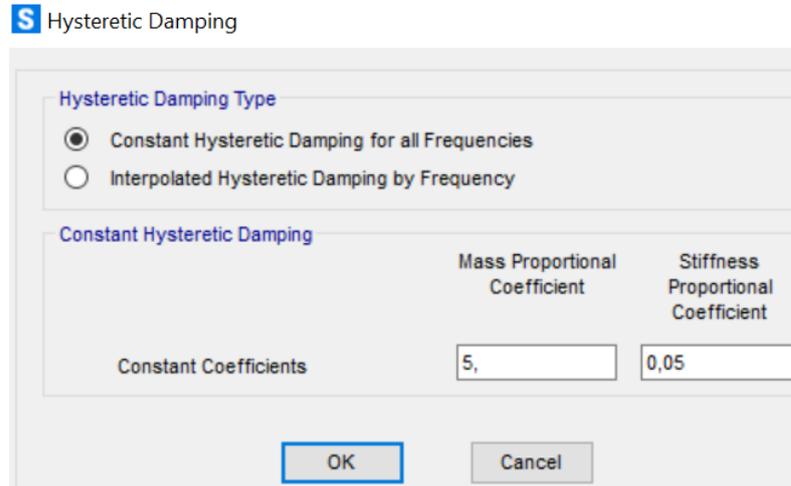


Figura 4.35. “Hysteretic Damping”.

Si el sistema se ajusta perfectamente a este tipo de sistema proporcional regido por la ecuación EC.2.4 entonces se puede calcular los factores β y γ mediante la ecuación EC.4.1 obtenida de las referencias [15], [26].

$$\eta_r = \beta + \frac{\gamma}{\omega_r^2} \quad (EC.4.1)$$

Donde:

η_r : es el factor de amortiguamiento para cada modo.

β : es el factor “Stiffness Proportional Coefficient”.

γ : es el factor “Mass Proportional Coefficient”.

ω_r : es la frecuencia de cada modo (rad/s).

Con la ecuación EC.4.1 y los datos obtenidos en el ensayo 1 y que se muestran en la Tabla 4.4, se puede hacer un sistema para obtener los factores β y γ ver EC.4.4.

Ensayo 1	Frecuencia	Amortiguamiento (%)
Modo 1	2,105	0,561
Modo 2	6,524	1,261

Tabla 4.4. Propiedades dinámicas Ensayo 1.

$$0,00561 = \beta + \frac{\gamma}{13,226^2}$$

$$0,01261 = \beta + \frac{\gamma}{40,992^2}$$

(EC. 4.4)

De la ecuación EC.4.4 se obtiene que $\beta = 0,01342$ y que $\gamma = -1,36677$, pero esto no es posible porque tanto β como γ han de ser positivos, por tanto, de esta forma no se puede calibrar el factor de amortiguamiento. Esto es debido a que la estructura de estudio no es lineal y su matriz de amortiguamiento no es ortogonal a los vectores modales propios.

Entonces para calibrar el amortiguamiento se tiene que hacer a mano para cada modo de resonancia, es decir, se prueban valores del factor β a ensayo y error hasta dar con el adecuado, manteniendo el valor de 0 al factor γ . Para que el programa use un valor distinto para cada modo de resonancia en un rango cercano de su frecuencia natural se debe utilizar la opción “Interpolated Hysteretic Damping by Frequency” ver Figura 4.36.

Al seleccionar esta opción se permite elegir para cada frecuencia unos valores diferentes de β y γ . Para realizar la calibración del modelo se eligen las frecuencias obtenidas anteriormente en el modelo computacional y se le asignan unos valores de β .

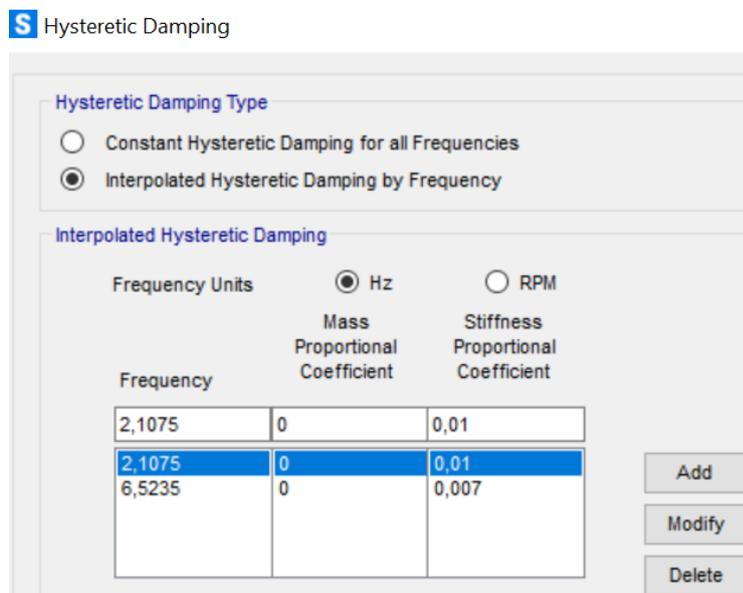
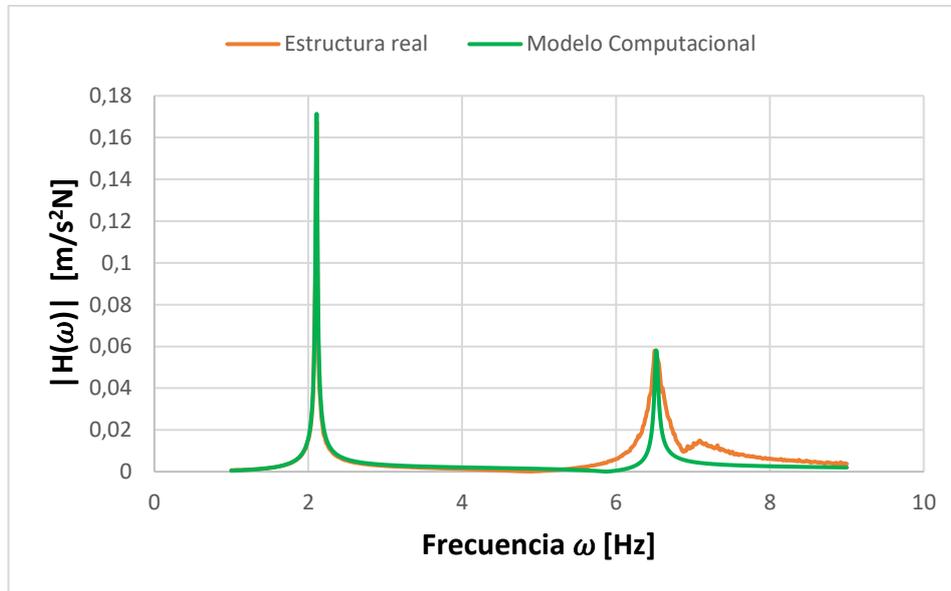


Figura 4.36. Opción “Interpolated Hysteretic Damping by Frequency”.

Con los valores de β elegidos en la Figura 4.36 el modelo queda calibrado tanto en frecuencias como en amortiguamientos, sin embargo, la inercia del modelo calibrado no es igual a la real en la zona del modo 2 tal y como se muestra en la Gráfica 4.3. Esto se debe a que SAP2000 sigue la ecuación del movimiento de un sistema proporcional ver ecuación EC.2.4 y nuestro sistema

no lo es, pero aun así el modelo calibrado se comporta de manera similar a la estructura real, siendo exactamente igual el comportamiento del primer modo propio, por lo que se pueden hacer simulaciones con él para ver el comportamiento que sufriría la estructura real en distintos casos de carga teniendo la capa de compresión estudiada en este ensayo.



Gráfica 4.3. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 1.

Aunque no se haya hecho se puede mejorar el modo 2 del modelo computacional tocando el coeficiente γ . Sin embargo, en este trabajo no interesa mejorarlo ya que el estudio se centra en el primer modo de resonancia, por ser el más peligroso ya que provoca una mayor respuesta y por tener su frecuencia similar a la frecuencia de los pasos de las personas.

4.3. Calibración ensayo 2.

Para calibrar el modelo computacional de la estructura para el ensayo 2 se realizan los mismos pasos que los seguidos para calibrar el modelo del ensayo 1. Con lo que se obtiene que el módulo de elasticidad es $1,13 \times 10^{10}$ Pa y la rigidez del muelle es 43000 N/m, estos son los parámetros que se han de introducir para calibrar las frecuencias del modelo, las cuales se muestran en la Tabla 4.5.

Ensayo 2	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,136	2,13619
Frecuencia 2 (Hz)	6,655	6,6528

Tabla 4.5. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.

A continuación, se debe calibrar el amortiguamiento del modelo para ello se introducen los valores mostrados en la Figura 4.37.

S Hysteretic Damping

Hysteretic Damping Type

Constant Hysteretic Damping for all Frequencies

Interpolated Hysteretic Damping by Frequency

Interpolated Hysteretic Damping

Frequency Units Hz RPM

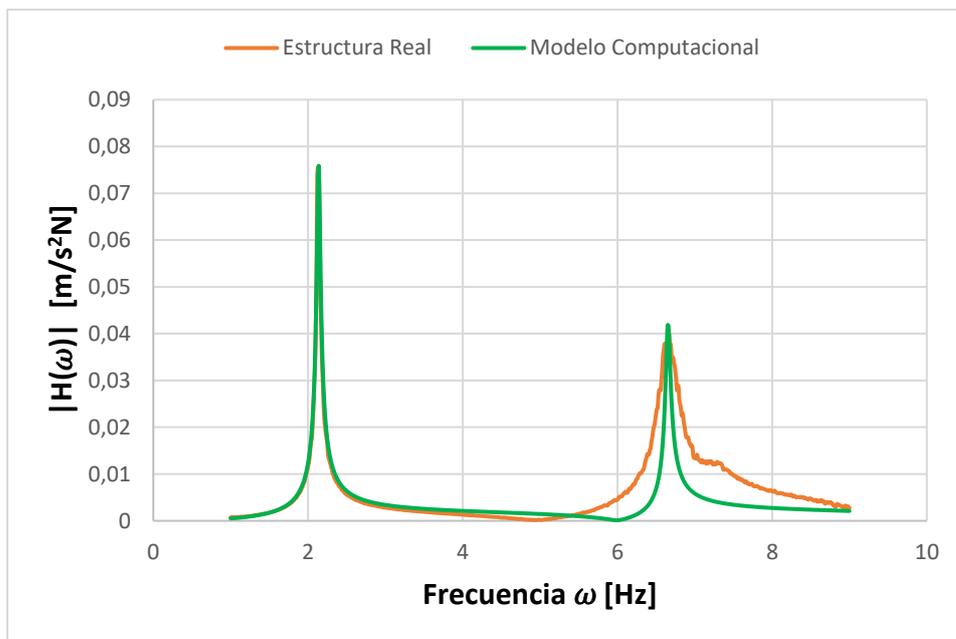
Mass Proportional Coefficient Stiffness Proportional Coefficient

Frequency	Mass Proportional Coefficient	Stiffness Proportional Coefficient
2,1362	0	0,023
2,1362	0	0,023
6,6528	0	0,0098

Add
Modify
Delete

Figura 4.37. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 2.

Con los parámetros mostrados anteriormente se consigue un modelo cuyo comportamiento bajo cargas dinámicas es similar al de la estructura real, tal como se muestra al comparar las inertancias de la estructura y del modelo en la Gráfica 4.4. En esta gráfica se puede ver como el primer modo coincide totalmente mientras que en el segundo modo no lo hace, la explicación de esto es la misma que la que se aportó para el calibrado del ensayo 1.



Gráfica 4.4. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 2.

4.4. Calibración ensayo 6.

A la hora de calibrar este modelo se debe cambiar el peso por unidad de volumen, dado que en este ensayo se colocaron dos vigas en lugar de una. El nuevo peso que hay que poner es 5356 N/m³.

Para este caso los parámetros que hay que introducir para calibrar las frecuencias son: $1,223 \times 10^{10}$ Pa como módulo de elasticidad y 41500 N/m como rigidez del muelle con lo que se obtiene las frecuencias de la Tabla 4.6.

Ensayo 6	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,037	2,03831
Frecuencia 2 (Hz)	6,367	6,36633

Tabla 4.6. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.

Los datos para calibrar el amortiguamiento del modelo se muestran en la Figura 4.38.

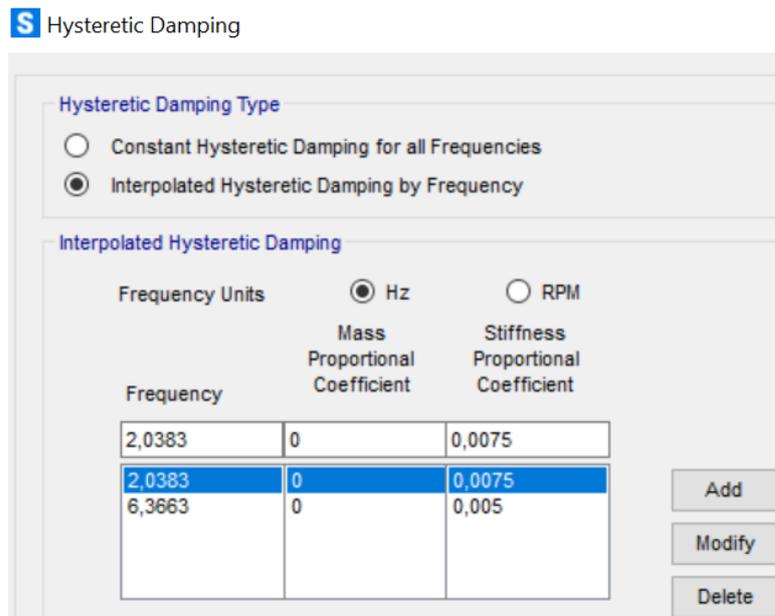
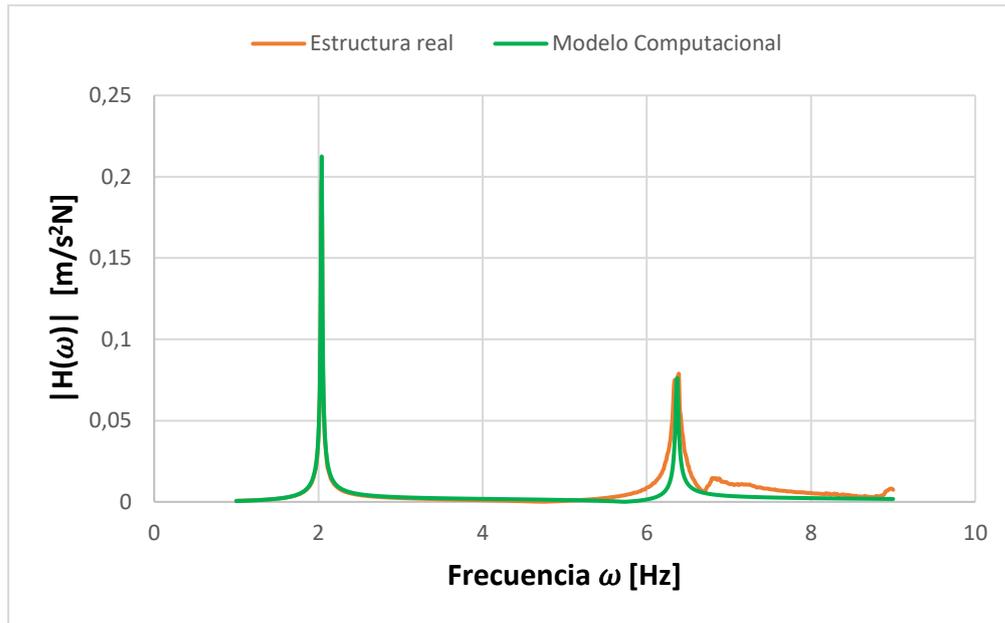


Figura 4.38. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 6.

Con estos valores de β para cada uno de los modos se consigue calibrar el modelo tanto en frecuencias como en amortiguamiento, tal y como se puede ver en la Gráfica 4.5 donde se compara la inercia de la estructura real con la del modelo calibrado.



Gráfica 5. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 6.

4.5. Calibración ensayo 7.

Con el mismo peso por unidad de volumen que en el calibrado del modelo 6 se obtiene que los valores para calibrar las frecuencias son: $1,225 \times 10^{10}$ Pa el módulo de elasticidad y la rigidez del muelle es 42800 N/m, con lo que se obtiene las frecuencias de la Tabla 4.7.

Ensayo 7	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,103	2,10348
Frecuencia 2 (Hz)	6,645	6,64915

Tabla 4.7. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.

Los parámetros de β que se han de introducir para calibrar el amortiguamiento del modelo son los mostrados en la Figura 4.39.

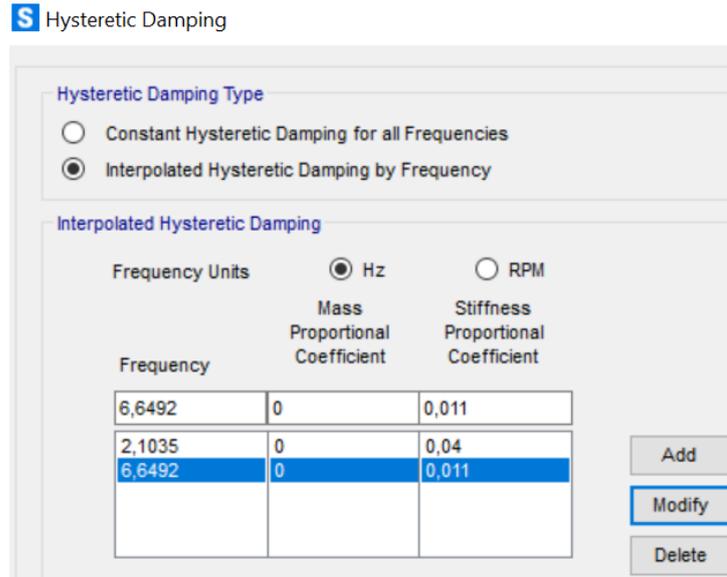
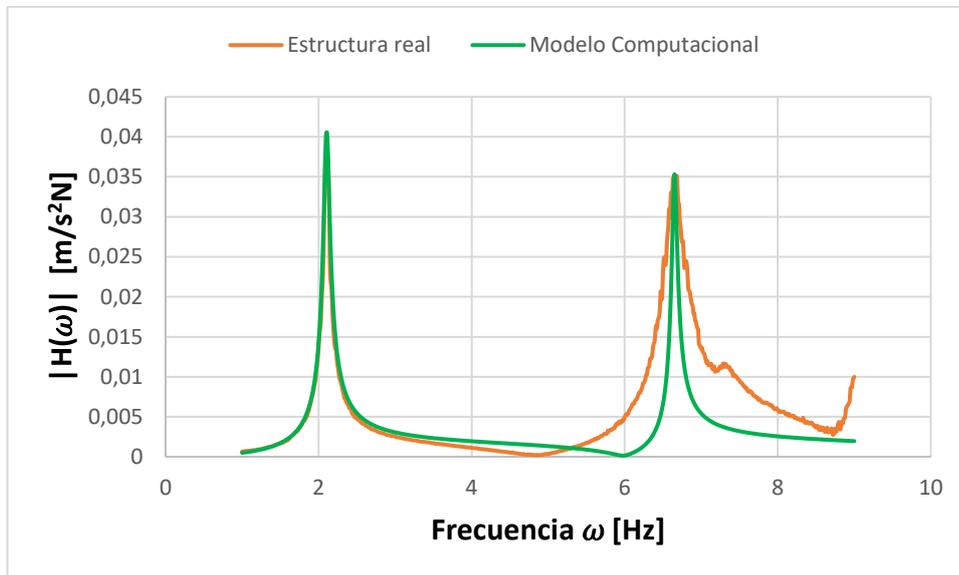


Figura 4.39. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 7.

Con estos parámetros se consigue calibrar el modelo para que se comporte igual que la estructura real, esto queda demostrado en la Gráfica 4.6 donde se comparan las inertancias y estas coinciden perfectamente en el primer modo y difieren un poco en el segundo.



Gráfica 4.6. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 7.

4.6. Calibración ensayo 8.

Con el mismo peso por unidad de volumen que en el calibrado del modelo 6 se obtiene que el módulo de elasticidad debe ser $1,19 \times 10^{10}$ Pa y la rigidez del muelle es 45000 N/m, con lo que se obtiene las frecuencias de la Tabla 4.8.

Ensayo 8	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,108	2,10882
Frecuencia 2 (Hz)	6,552	6,5535

Tabla 4.8. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.

Los parámetros de β que se han de introducir para cada frecuencia para calibrar el amortiguamiento del modelo son los mostrados en la Figura 4.40.

S Hysteretic Damping

Hysteretic Damping Type

Constant Hysteretic Damping for all Frequencies

Interpolated Hysteretic Damping by Frequency

Interpolated Hysteretic Damping

Frequency Units Hz RPM

Frequency	Mass Proportional Coefficient	Stiffness Proportional Coefficient
2,1088	0	0,055
2,1088	0	0,055
6,5535	0	0,009

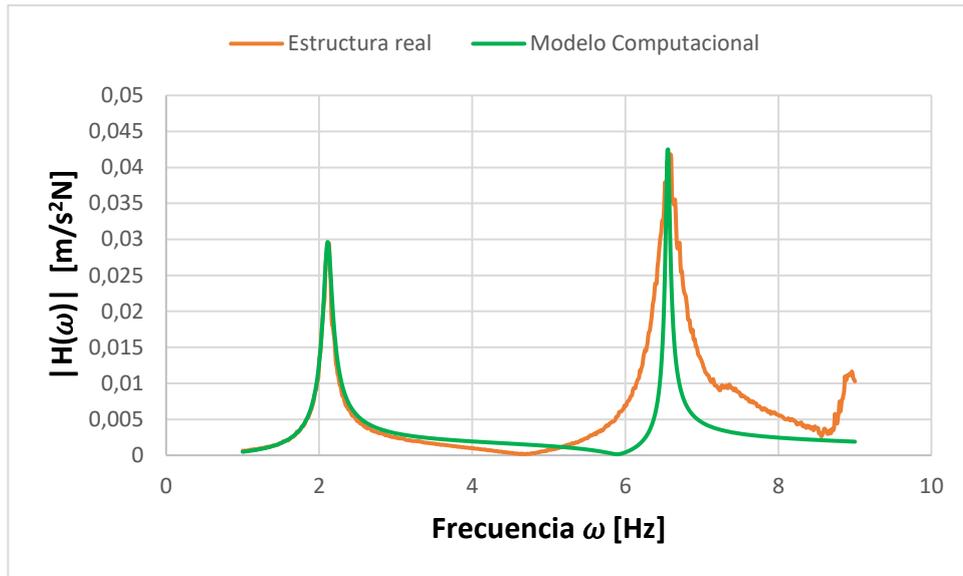
Add

Modify

Delete

Figura 4.40. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 8.

Con estos parámetros se consigue calibrar el modelo para que se comporte igual que la estructura real, esto queda demostrado en la gráfica 4.7 donde se comparan las inertancias y estas coinciden perfectamente en el primer modo y difieren un poco en el segundo.



Gráfica 4.7. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 8.

4.7. Calibración ensayo 9.

Con el mismo peso por unidad de volumen que en el calibrado del modelo 6 se obtiene que en este caso el módulo de elasticidad es $1,213 \times 10^{10}$ Pa y la rigidez del muelle es 47500 N/m, con lo que se obtiene las frecuencias de la Tabla 4.9.

Ensayo 8	Estructura real	Modelo computacional
Frecuencia 1 (Hz)	2,145	2,14567
Frecuencia 2 (Hz)	6,618	6,61655

Tabla 4.9. Tabla comparativa de frecuencias entre la estructura real y el modelo calibrado.

Los parámetros de β que se han de introducir para cada frecuencia para calibrar el amortiguamiento del modelo son los mostrados en la Figura 4.41.

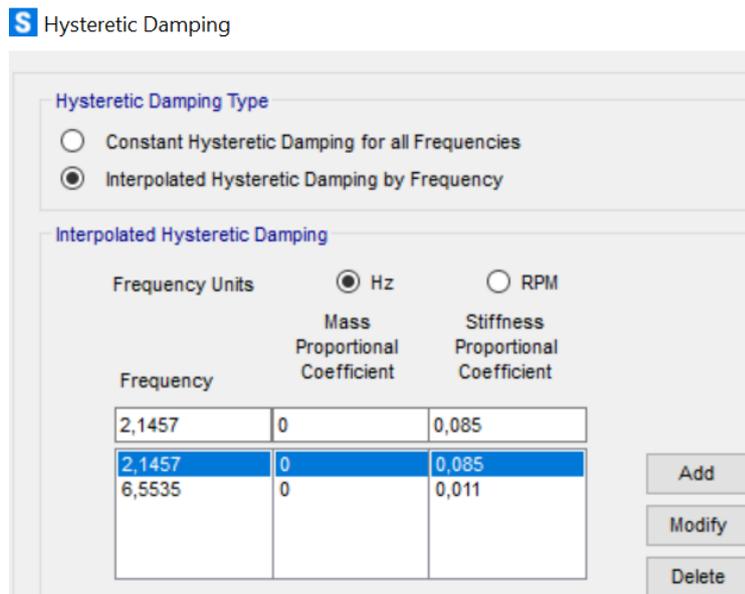
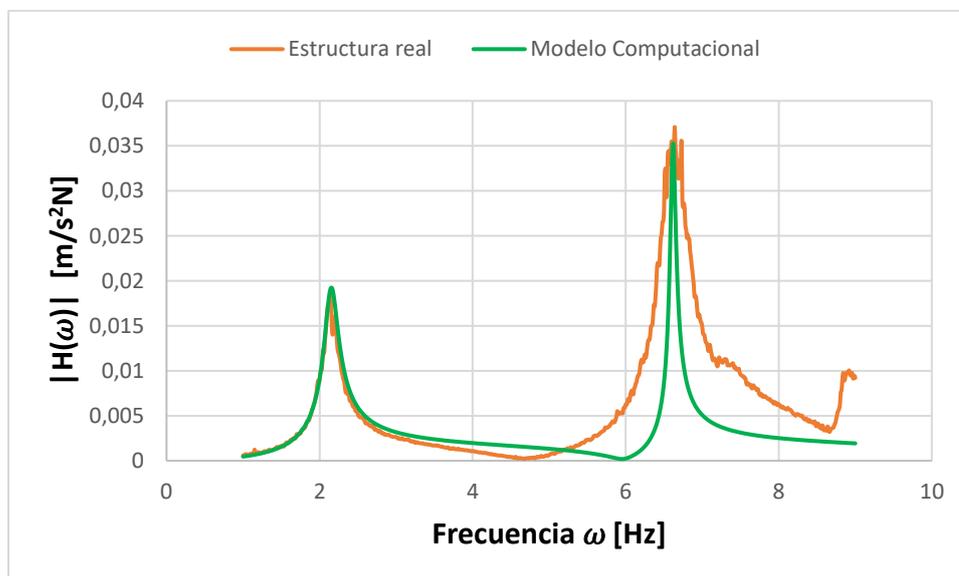


Figura 4.41. Parámetros de β calibración amortiguamiento modelo ensayo 9.

Con estos parámetros se consigue calibrar el modelo para que se comporte igual que la estructura real, esto queda demostrado en la Gráfica 4.8 donde se comparan las inertancias y estas coinciden perfectamente en el primer modo y difieren un poco en el segundo.



Gráfica 4.8. Comparación de la magnitud de las inertancias de la estructura y del modelo calibrado para el ensayo 9.

5. CONCLUSIONES.

De la realización de los distintos ensayos se ha observado que tanto la masa de la capa de compresión como la rigidez aportada por esta, modifican las propiedades modales del forjado. Cuanto mayor es la masa menor es la frecuencia y el amortiguamiento de cada modo de resonancia, mientras que cuanto mayor es la rigidez mayor es la frecuencia y el amortiguamiento de esos modos.

También se ha podido observar durante los ensayos que el amortiguamiento por fricción seca aumenta cuanto mayor es la superficie donde se produce el rozamiento. Así como también se observó que al aumentar el coeficiente de rozamiento o el esfuerzo cortante estos hacían aumentar el amortiguamiento por fricción seca.

Otra observación que se realizó durante el ajuste de curvas a un sistema SDOF, es que cada modo de resonancia se puede considerar como un sistema de un solo grado de libertad, por lo que ajustando la inercia obtenida experimentalmente a la ecuación de la inercia de un sistema de 1 gdl se pueden obtener las propiedades modales de cada modo. Sin embargo, al comparar estos resultados con los proporcionados por el ajuste de curvas a un sistema MDOF, se ve como las frecuencias de resonancia coinciden mientras los amortiguamientos difieren un poco, esto se debe a que con el ajuste a un sistema MDOF se tiene en cuenta la influencia de los demás modos cosa que no se tiene en cuenta con el ajuste a un sistema SDOF.

Por último, durante la creación del modelo computacional en SAP2000 se ha observado que para que el modelo se comporte de la misma forma que la estructura real es necesario calibrar dicho modelo en cada caso. Al final de cada calibración al comparar las inercias de la estructura real con las del modelo calibrado, se ha observado que en un rango amplio de frecuencias alrededor de la frecuencia de resonancia del primer modo el modelo se comporta de igual forma, mientras que en el segundo modo el rango de frecuencias en el que se comportan igual se reduce a unas pocas frecuencias alrededor de la frecuencia de resonancia.

Como futuras líneas de trabajo sería interesante estudiar cómo se modifican las propiedades modales de los forjados cuando además de tener amortiguamiento por fricción seca, también se tiene amortiguamiento por histéresis en el que se coloca un material amortiguador entre el forjado y la capa de compresión. Este estudio sería igual al de las configuraciones 4 y 5 explicados en el apartado 3.4 de este trabajo, con la única diferencia de que la capa de compresión comprimiría al material amortiguador colocado.

BIBLIOGRAFÍA.

- [1] M. V. López, “Arquitectura de la ligereza,” 2015, [Online]. Available: <https://aula3tfg.files.wordpress.com/2016/02/paz-vargas-lc3b3pez-marc3ada-de-la-tfg.pdf>.
- [2] C.M.C Renedo; I.M. Díaz, “Modelling of Highly-Damped Composite Floor Beams With Constrained Elastomer Layers,” *5Th Int. Conf. Mech. Model. Struct. Eng.*, pp. 487–500, 2019.
- [3] M. Feldmann; Ch. Heinemeyer; B. Völling, “Guía de Diseño para el análisis de las vibraciones en forjados,” *Publ. ArcelorMittal*, 2014.
- [4] “Método de los estados límites - Wikipedia.” https://es.wikipedia.org/wiki/Método_de_los_estados_límites (accessed Nov. 22, 2021).
- [5] “Tacoma Narrows Bridge (1940) - Wikipedia.” [https://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge_\(1940\)#Collapse](https://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge_(1940)#Collapse) (accessed Dec. 11, 2021).
- [6] “Puente de Tacoma Narrows - Wikipedia.” https://es.wikipedia.org/wiki/Puente_de_Tacoma_Narrows (accessed Nov. 22, 2021).
- [7] “Quadern de Moebius: Millennium Bridge.” <http://quadern-moebius.blogspot.com/2011/02/millennium-bridge.html> (accessed Nov. 22, 2021).
- [8] J. A Fitera, “Análisis estadístico de la patología de forjados de hormigón armado en la edificación gallega,” *Tesis Dr. Esc. Arquit. Univ. La Coruña*, 2011.
- [9] “Termoarcilla - Definiciones.” https://www.termoarcilla.com/definiciones.asp?id_cat=23 (accessed Dec. 11, 2021).
- [10] “Capas de compresión | Blog | Tensolite.” <https://tensolite.com/blogs/98/capas-compresion> (accessed Dec. 11, 2021).
- [11] “DewesoftX.” [https://dewesoft.com/search-results?q=use sirius](https://dewesoft.com/search-results?q=use%20sirius) (accessed Jan. 07, 2022).
- [12] “CSI Spain | SAP2000.” <https://www.csiespana.com/software/2/sap2000> (accessed Feb. 02, 2022).
- [13] C. W de Silva, “Vibration: Fundamentals and Practice,” *Ed. CRC*, 2000.
- [14] Ideara-SL, “Vibraciones mecánicas. Factores relacionados con la fuente y medidas de control,” *Confed. Empres. Pontevedra y la Fund. para la prevención riesgos laborales*, 2014.
- [15] D. J. Ewins, “Modal Testing: Theory and Practice,” *Ed. RSP*, 1995.

- [16] “Dynamic Stiffness, Compliance, Mobility, and more...,” *Siemens*. <https://community.sw.siemens.com/s/article/dynamic-stiffness-compliance-mobility-and-more> (accessed Dec. 11, 2021).
- [17] M.H Sánchez, “Seminario 7 : Análisis Modal Experimental -EMA Análisis Modal Experimental -EMA,” *Apunt. Vib. mecánicas, Eii-Uva*.
- [18] “Modelo computacional - Wikipedia.” https://es.wikipedia.org/wiki/Modelo_computacional (accessed Nov. 28, 2021).
- [19] L.A. Polo, “Modelado, calibración y simulación de una plataforma multiconfigurable y transitable,” *TFG Grado Ing. Mec. Eii-Uva*, 2021.
- [20] “Syloodamp® | Getzner Werkstoffe.” <https://www.getzner.com/es/productos/syloodamp> (accessed Nov. 24, 2021).
- [21] “¿Cómo funciona y qué hace el acelerómetro?” <https://www.tme.com/ve/es/news/library-articles/page/22568/Como-funciona-y-que-hace-el-acelerometro/> (accessed Nov. 24, 2021).
- [22] “Tarjetas de adquisición de datos.” <https://www.jmi.com.mx/tarjetas-de-adquisicion-de-datos> (accessed Nov. 24, 2021).
- [23] “Soluciones de Registro de Datos | Dewesoft.” <https://dewesoft.com/es/aplicaciones/registro-de-datos> (accessed Feb. 02, 2022).
- [24] “Calcular la función de respuesta de frecuencia y la función de coherencia - programador clic.” (accessed Feb. 04, 2022). <https://programmerclick.com/article/72171570863/>
- [25] “Tablas momentos de inercia de superficies.” <https://www.studocu.com/pe/document/pontificia-universidad-catolica-del-peru/estatica/tablas-momentos-de-inercia-de-superficies/3538074> (accessed Dec. 15, 2021).
- [26] M.M. Jiménez, “Identificación dinámica, calibrado computacional y simulación de tránsitos aplicados a un modelo a escala de un puente,” *TFM Master Ing. Ind. Eii-Uva*, 2020.
- [27] Metra Meß- und Frequenztechnik, “Universal-Beschleunigungsaufnehmer (General Purpose Accelerometers),”
- [28] APS Dynamics INC, “Aps 400,” pp. 1–5, [Online]. Available: www.apsdynamics.com.
- [29] R.D Blevins, “Formulas for Natural Frequency and Mode Shape.,” *Ed. kriegler Pub Co*, 1995.
- [30] J.R. Sánchez, “Estudio por simulación de la influencia de factores externos en las frecuencias propias de una plataforma transitable,” *TFG Grado Ing. Mec. Eii-Uva*, 2021.

ANEXOS.

Anexo A. Características acelerómetro. [27]

Universal-Beschleunigungsaufnehmer General Purpose Accelerometers

1.1 Sensoren Sensors

KS76C10
KS76C100
KS77C10
KS77C100

Eigenschaften

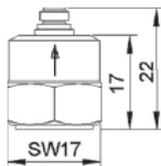
- Universalaufnehmer mit Scherkeramik
- Zwei Empfindlichkeitsvarianten
- Unempfindlich gegen Temperaturänderung
- Unempfindlich gegen Messobjektdehnung
- IEPE-Spannungsausgang erlaubt große Kabellängen
- Hohe lineare Bandbreite bis 37kHz
- Rauscharm, hohe Auflösung
- Robustes Edelstahlgehäuse
- Befestigung mit M5-Gewinde im Boden

Properties

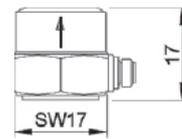
- General purpose shear-type accelerometer
- Two sensitivity versions
- Low sensitivity to temperature transients
- Low influence of base bending effects
- IEPE compatible output allows long cables
- High linear band width up to 37 kHz
- Low noise, high resolution
- Sturdy stainless steel housing
- M5 mounting thread in base



KS76C.10/100



KS77C.10/100



		KS76C10	KS76C100	KS77C10	KS77C100	
Ausgang • Output		IEPE	IEPE	IEPE	IEPE	
Piezosystem • Piezo design		Scherprinzip • Shear design				
Spannungsübertragungsfaktor • Voltage sensitivity	B_{us}	10 ± 5 %	100 ± 5 %	10 ± 5 %	100 ± 5 %	mV/g
Messbereich • Range	a_r / a_s	± 600	± 60	± 600	± 60	g
Bruchbeschleunigung • Destruction limit	a_{max}	6000	6000	6000	6000	g
Linearer Frequenzbereich • Linear frequency range	f_{3dB} $f_{10%}$ $f_{5%}$	0,12-33k 0,25-26k 0,35-24k	0,13-24k 0,3-19k 0,4-18k	0,12-33k 0,25-26k 0,35-24k	0,13-24k 0,3-19k 0,4-18k	Hz Hz Hz
Resonanzfrequenz • Resonant frequency	f_r	>50(+25dB)	>32(+25dB)	>50(+25dB)	>32(+25dB)	kHz
Querrichtungsfaktor • Transverse sensitivity	Γ_{90MAX}	< 5	< 5	< 5	< 5	%
Eigenrauschen (Effektivwert; 0,5 Hz - 20 kHz) • Residual noise (RMS; 0,5 Hz - 20 kHz)	$a_{n wide band}$	< 2000	< 300	< 2000	< 300	µg
Rauschdichten • Noise densities	0,1 Hz a_{n1} 1 Hz a_{n2} 10 Hz a_{n3} 100 Hz a_{n4}	100 60 20 2	30 10 3 1	100 60 20 2	30 10 3 1	µg/√Hz µg/√Hz µg/√Hz µg/√Hz
Konstantstromversorgung • Constant current supply	I_{CONST}	2 .. 20	2 .. 20	2 .. 20	2 .. 20	mA
Arbeitspunktspannung • Output bias voltage	U_{BIAS}	12 .. 14	12 .. 14	12 .. 14	12 .. 14	V
Ausgangsimpedanz • Output impedance	r_{OUT}	<130	<130	<130	<130	Ω
Verhalten gegenüber Umgebungseinflüssen • Environmental characteristics						
Arbeitstemperaturbereich • Operating temperature range	T_{min}/T_{max}	-20 / 120	-20 / 120	-20 / 120	-20 / 120	°C
Temperaturkoeffizient • Temperature coefficient	-20 .. 0 °C 0 .. 30 °C 30 .. 120 °C	TK(B_{us}) ±0,02 -0,06	0,05 ±0,02 -0,07	0,06 ±0,02 -0,06	0,05 ±0,02 -0,07	%/K
Temperatursprungempfindlichkeit • Temperature transient sensitivity	b_{dT}	0,1	0,1	0,1	0,1	ms ² /K
Mechanische Daten • Mechanical data						
Masse ohne Kabel • Weight without cable	m	20 / 0,7	23 / 0,8	20 / 0,7	23 / 0,8	g / oz
Gehäusematerial • Case material		Edelstahl • Stainless steel				
Kabelanschluss • Cable connection		axial	axial	radial	radial	
Buchse • Socket		UNF 10-32				
Befestigung • Mounting		M5-Bodengewinde • M5 thread in base				

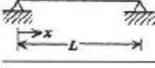
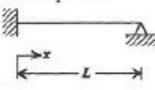
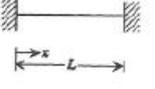
Anexo B. Características shaker. [28]

Specifications

Model	APS 400
Force (Sine Peak)	445 N (100 lbf)
Velocity (Sine Peak)	1,000 mm/s (39 inch/s)
Stroke (Peak - Peak)	158 mm (6.25 inch)
Frequency Range	DC ... 200 Hz
Operation	horizontal or vertical
Armature Weight	2.8 kg (6.2 lb)
Max. Overhung Load at Armature Attachment Point	9.0 kg (20 lb)
Impedance	1.6 Ω
Total Shaker Weight	73.0 kg (161 lb)
Shipping Weight	86.0 kg (190 lb)
Overall Dimension L x W x H	526 x 314 x 178 mm (20.7 x 12.4 x 7.0 inch)
Operating Temperature	5 ... 40 degrees C
Storage Temperature	-25 ... 55 degrees C

Anexo C. Teoría de vigas uniformes. [29]

TABLE 11-12 NATURAL FREQUENCIES AND MODE SHAPES FOR UNIFORM BEAMS

<i>Notation</i>			
E = modulus of elasticity		ρ = mass per unit length	
I = moment of inertia		L = length of the beam	
Natural frequency: ω_i (rad/s) = $\frac{\lambda_i^2}{L^2} \left(\frac{EI}{\rho} \right)^{1/2}$ f_i (Hz) = $\frac{\lambda_i^2}{2\pi L^2} \left(\frac{EI}{\rho} \right)^{1/2}$			
Boundary Conditions	$\lambda_i, i = 1, 2, 3, \dots$	Mode Shapes	$\beta_i, i = 1, 2, 3, \dots$
1. Pinned-pinned 	$i\pi$	$\sin \frac{i\pi x}{L}$	
2. Fixed-pinned 	3.92660231 7.06858275 10.21017612 13.35176878 16.49336143 $(4i + 1)\pi/4, i > 5$	$\cosh \frac{\lambda_i x}{L} - \cos \frac{\lambda_i x}{L} - \beta_i \left(\sinh \frac{\lambda_i x}{L} - \sin \frac{\lambda_i x}{L} \right)$	$\frac{\cosh \lambda_i - \cos \lambda_i}{\sinh \lambda_i - \sin \lambda_i}$
3. Fixed-fixed 	4.73004074 7.85320462 10.99560790 14.13716550 17.27875970 $(2i + 1)\pi/2, i > 5$	$\cosh \frac{\lambda_i x}{L} - \cos \frac{\lambda_i x}{L} - \beta_i \left(\sinh \frac{\lambda_i x}{L} - \sin \frac{\lambda_i x}{L} \right)$	$\frac{\cosh \lambda_i - \cos \lambda_i}{\sinh \lambda_i - \sin \lambda_i}$

Anexo D. Ajuste de curvas por el método SDOF. [30]

Para realizar este tipo de ajuste se usa el programa Excel.

Lo primero que se debe hacer es importar los datos experimentales obtenidos, los datos que se necesitan importar son la frecuencia y la magnitud de la inercia. Estos datos se colocan en dos columnas como se ve en la Figura A.1. Se debe importar un rango de datos muy cercano a la frecuencia de resonancia y debe incluir esta frecuencia.

A	B
Frecuencia	Inercia (Real)
1,83	0,005204634
1,84	0,005473905
1,85	0,005645168
1,86	0,006040384
1,87	0,006272053
1,88	0,006617328
1,89	0,00684892
1,9	0,007262065
1,91	0,007722821
1,92	0,008172706

Figura A.1. Ventana Excel columnas de frecuencia e inercia (real).

Después de haber importado estos datos en una nueva columna se introduce la ecuación de la inercia para un sistema de 1 gdl, dada por la ecuación EC.2.12, la cual es:

$$|H(\omega)| = \frac{\omega^2/m}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\omega\zeta\omega_n)^2}}$$

Donde ω es la frecuencia importada anteriormente que aparece en la columna A de la Figura A.1 y las demás variables son las buscadas para realizar el ajuste de la curva.

Las variables buscadas se ponen en diferentes casillas y se les da un valor inicial como se muestra en la Figura A.2. Donde ω_n es la casilla H, m es la casilla J y ζ es la casilla L.

D	E	G	H	I	J	K	L
error^2	Sumatorio del error^2	Frecuencia (Hz)	2,1085455	Masa (Kg)	618,60508	Amortiguamiento (Nm)	0,0049362
7,45031E-08	0,000764562						
9,9776E-08							
5,91575E-08			Frecuencia	2,1085455			
1,40512E-07			Masa	618,60508			
1,02906E-07			Amortiguam	0,0049362			

Figura A.2. Ventana Excel, casillas de las variables buscadas.

Una vez introducida la ecuación EC.2.12 se tiene la Figura A.3.

A	B	C	D
Frecuencia	Inertancia (Real)	Inertancia (Ajuste)	error^2
1,83	0,005204634	0,004931682	7,45031E-08
1,84	0,005473905	0,005158032	9,9776E-08
1,85	0,005645168	0,005401945	5,91575E-08
1,86	0,006040384	0,005665534	1,40512E-07
1,87	0,006272053	0,005951264	1,02906E-07
1,88	0,006617328	0,00626203	1,26236E-07
1,89	0,00684892	0,006601255	6,13378E-08
1,9	0,007262065	0,006973015	8,35498E-08
1,91	0,007722821	0,0073822	1,16023E-07
1,92	0,008172706	0,007834732	1,14226E-07

Figura A.3. Ventana Excel columnas de frecuencia, inertancia (real) e inertancia (ajuste).

A continuación, se obtienen las variables ω_n , m y ζ mediante el ajuste por mínimos cuadrados, el cual consiste en minimizar el error cuadrático dado por la expresión:

$$E_c = \frac{\sum_{k=1}^n (e_k)^2}{n} \quad (EC. A. 1)$$

Donde n es el número de frecuencias tomadas y e_k es el error dado por la expresión:

$$e_k = \text{Inertancia}(\text{real}) - \text{Inertancia}(\text{ajuste}) \quad (EC. A. 2)$$

El error al cuadrado se tabula en una nueva columna, esta columna se muestra en las Figuras A.2 y A.3. A continuación, en otra casilla se tabula el error cuadrático dado por la expresión EC.A.1 esta casilla se muestra en la Figura A.2.

Por último, para terminar el ajuste se ha de minimizar el error cuadrático para ello se utiliza la herramienta Solver de Excel ver Figura A.4. Donde como celda objetivo se pone la celda del error cuadrático, la cual se quiere que tenga un valor mínimo, mientras que las celdas que se quieren cambiar son las correspondientes a las variables ω_n , m y ζ . Al dar a resolver el programa da una solución para las variables ω_n , m y ζ que hace que el error cuadrático sea el mínimo posible.

Estimación experimental del amortiguamiento por rasante en forjados

Parámetros de Solver

Establecer objetivo:

Para: Máx Mín Valor de:

Cambiando las celdas de variables:

Sujeto a las restricciones:

Convertir variables sin restricciones en no negativas

Método de resolución:

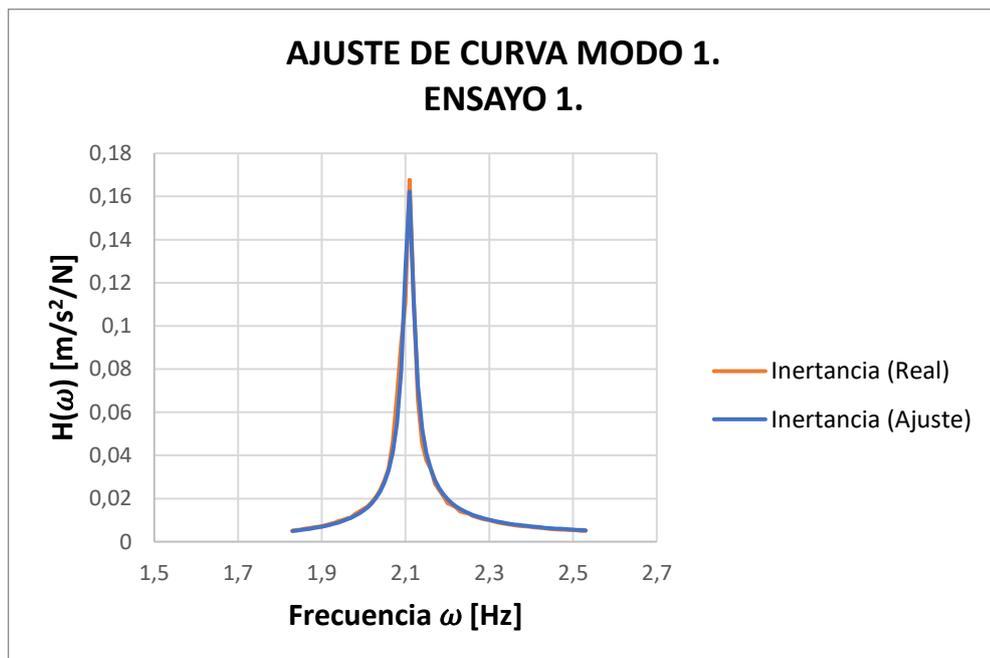
Método de resolución

Seleccione el motor GRG Nonlinear para problemas de Solver no lineales suavizados. Seleccione el motor LP Simplex para problemas de Solver lineales, y seleccione el motor Evolutionary para problemas de Solver no suavizados.

Ayuda Resolver Cerrar

Figura A.4. Ventana herramienta Solver.

Para comprobar el ajuste realizado se representa en una Gráfica tanto la inercia experimental como la obtenida del ajuste para el rango de frecuencias antes tomado ver Gráfica A.1.



Gráfica A.1. Resultado del ajuste de curva.