



COMILLAS
UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO Y EJECUCIÓN DE UN TMD SOBRE UN
MODELO ESTRUCTURAL DE LABORATORIO

Autor: David Alonso-Mencia Rodríguez

Director: Jaime Vega Domínguez

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Diseño y ejecución de un TMD sobre un modelo estructural de laboratorio
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2023/24 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: David Alonso-Mencía Rodríguez

Fecha: 13/ 06/ 2024

Autorizada la entrega del proyecto

EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Jaime Vega
Dominguez
2024.06.13
18:35:06 +02'00'

Fdo.: Jaime Vega Domínguez

Fecha: 13/ 06/ 2024



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO
DISEÑO Y EJECUCIÓN DE UN TMD SOBRE UN
MODELO ESTRUCTURAL DE LABORATORIO

Autor: David Alonso-Mencía Rodríguez

Director: Jaime Vega Domínguez

Madrid

DISEÑO Y EJECUCIÓN DE UN TMD SOBRE UN MODELO ESTRUCTURAL DE LABORATORIO

Autor: Alonso-Mencia Rodríguez, David.

Director: Vega Domínguez, Jaime.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Diseño y modelado numérico de una estructura de laboratorio de 2 grados de libertad para su estudio al ser sometido a diferentes excitaciones mediante el uso de una mesa de vibraciones. Se ha conseguido reducir la respuesta dinámica ante diferentes cargas armónicas mediante el uso de distintos dispositivos de mitigación de vibraciones pasivos, se ha estudiado también su eficacia ante excitaciones de respuesta variable tipo sismo.

Palabras clave: Estructura, TMD, TLCD, vibración, dinámica estructural, amortiguamiento, mesa vibrante, modelo numérico

1. Introducción

El análisis dinámico y de vibraciones es un aspecto fundamental en lo que a seguridad y ciclo de vida de las estructuras se refiere. Una recurrente forma de mitigar las vibraciones excesivas es la implementación de dispositivos de control de vibraciones pasivos, se denominan pasivos porque reducen las vibraciones para una frecuencia en específico.

Entre los dispositivos pasivos de control de vibraciones más conocidos destacan los amortiguadores de masa sintonizados, TMD (Tuned Mass Damper) por sus siglas en inglés. Correctamente calculados, son capaces de reducir la respuesta dinámica asociada a una determinada carga armónica. Este sistema, se acopla a la estructura original dando lugar a una transmisión de la energía producida por las vibraciones, desde la estructura al TMD. En su forma más típico, el TMD, consiste en masa, resorte y amortiguador, y se conecta al sistema que se desea controlar [1].

Otro de los más utilizados es el conocido como TLCD (Tuned Liquid Column Damper). Se trata de sistemas pasivos de reducción de vibraciones conformados por un soporte con un líquido en movimiento en su interior. La eficacia de este dispositivo se fundamenta en la acción combinada del movimiento de la masa líquida dentro del tubo, la fuerza restauradora producida por la gravedad actuando sobre el líquido y el efecto de amortiguamiento, que es debido a las pérdidas de carga hidrodinámicas generadas por el fluido.

2. Definición del proyecto

El trabajo que aquí se presenta, consiste en el diseño y la construcción de una estructura de varios grados de libertad compatible con la mesa vibrante del laboratorio de la ETSI ICAI (Quanser shake table I-40) y en el desarrollo de un modelo numérico de la propia estructura. Se comprobará mediante diferentes ensayos que la estructura creada se corresponde con su modelo numérico, y se someterá a diferentes ensayos dinámicos utilizando la mesa vibratoria. Posteriormente se llevará a cabo el diseño e implementación de diferentes sistemas de reducción de vibraciones pasivos, un TMD y un par de TLCDs, por último, se analizará y comparará la eficacia de estos ante diferentes tipos de excitaciones.

3. Descripción del modelo/sistema/herramienta

El modelo de estudio se trata de una estructura tipo edificio de dos grados de libertad, está conformado por pilares de metacrilato y pisos de madera unidos por tornillos. Se une a una base de madera para facilitar la conexión con la mesa y facilitar el desarrollo de los diferentes ensayos.



Ilustración 1 – Estructura a ensayar

La base de la estructura se excitará con el uso de una mesa vibrante de la ETSI ICAI, Quanser Shake table i-40. Se trata de una mesa vibrante de arquitectura abierta y un único grado de libertad [2], en el caso de este trabajo será operada por Matlab Simulink. La puesta en funcionamiento de la mesa, recién adquirida, formará parte de las actividades de este trabajo.

Con la idea de eliminar la respuesta vibratoria de la estructura se diseñará un TMD. Consiste en una viga en voladizo de policarbonato y en su extremo se coloca una masa adicional. El conjunto se atornilla al segundo grado de libertad de la estructura.

Adicionalmente se diseña y fabrica un TLCD en forma de U en policarbonato y esquinas a 90°. Se instala en la parte superior del segundo grado de libertad. Este soporte se rellena de agua. Se realizan dos modelos diferentes, uno de ellos con una reducción de sección en el interior, lo que se traduce en un mayor amortiguamiento teórico, con el objetivo de realizar una comparativa de la eficacia de ambos.

4. Resultados

- El modelo numérico de la estructura coincide con el físico de manera casi perfecta, existe un error del 3% en la predicción de la frecuencia del primer modo, es un muy buen resultado. Las simulaciones hechas en Matlab predicen bien las amplitudes de vibración medidas en los ensayos.
- El TMD, diseñado utilizando el modelo numérico, cumple de manera excelente su función. Para su frecuencia de diseño, la del primer modo de vibración, reduce la aceleración en un 93%.

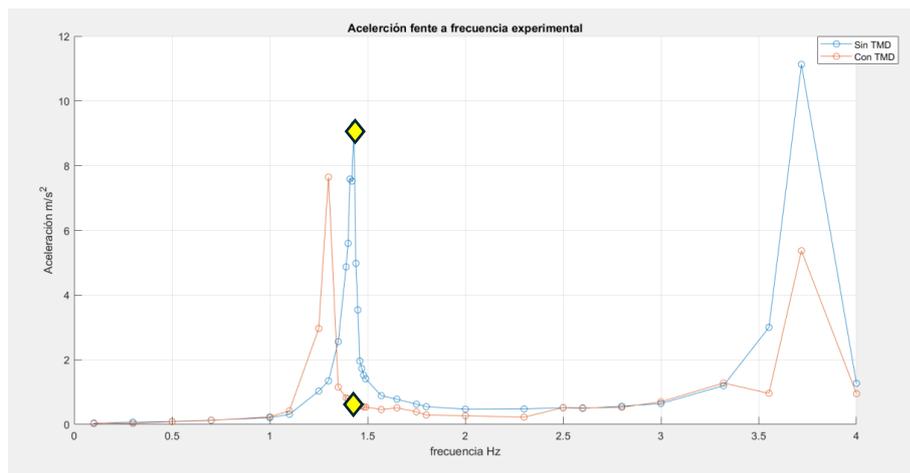


Figura 1. Comparación respuesta con y sin TMD

- El TLCD, diseñado utilizando el modelo numérico, reduce de manera excelente la respuesta dinámica, un 96% para la frecuencia de diseño. Además, reduce la señal para prácticamente todos los valores de frecuencia.

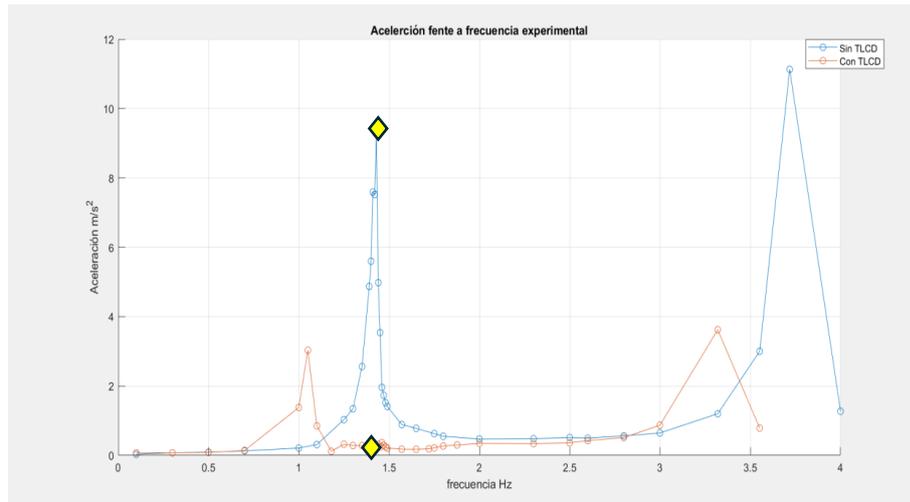


Figura 2. Comparación respuesta con y sin TLCD

- Ante una excitación en la que la energía se distribuye en un rango amplio de frecuencias como un terremoto, ni la reducción de la respuesta obtenida con el TMD ni la obtenida con el TLCD sin reducción de sección son tan significativas como en el caso de carga armónica. Sí que se reduce la aceleración pico, pero la amplitud de las vibraciones en su conjunto a penas mejora.
- El valor de la masa del TLCD para reducir la respuesta dinámica debida a una excitación armónica de frecuencia constante es más significativo y determinante que el factor de amortiguamiento del dispositivo.
- Con el TLCD con reducción de sección en el interior la amplitud respuesta ante el terremoto es menor. Esto se debe a que esta reducción hace las veces de amortiguador disipando energía.

5. Conclusiones

Primero de todo, es conveniente destacar la similitud entre las predicciones realizadas mediante el modelo numérico y la respuesta medida con el modelo físico. Esto indica que el modelo numérico es adecuado para el objeto de estudio.

Como conclusión principal es imprescindible destacar la eficacia del TMD y del TLCD para reducir la respuesta dinámica de la estructura en la frecuencia de diseño. En el caso del TLCD no solo para esta frecuencia, ante cargas armónicas cubre un espectro muy amplio. Además, el modelo numérico ha permitido realizar un diseño adecuado.

La masa de los dispositivos de reducción de vibraciones es un aspecto fundamental y mucho más determinante que cualquier otro parámetro en el caso de carga armónica a frecuencia constante, incluso que el amortiguamiento. Sin embargo, no se puede añadir a una estructura

toda la masa que se desee. Debe buscarse un compromiso puesto que incluir más masa en una estructura tiene implicaciones económicas y de prestaciones (cargas estáticas, por ejemplo).

La reducción de la respuesta dinámica para excitaciones de frecuencia variable no es de tan buen nivel para el caso del TMD y el TLCD sin reducción de sección, se debe a que son sistemas diseñados para mitigar la vibración en una frecuencia concreta, podrían ser de utilidad para este tipo de excitaciones si tuviesen un amortiguador exterior, como en el caso del TLCD con reducción de sección, en este caso se percibe una mejora ante el terremoto.

Por último, cabe destacar que el modelo numérico no ha permitido predecir la respuesta bajo carga armónica con frecuencias cercanas al segundo modo de vibración con el TMD o el TLCD instalado. La frecuencia propia de vibración se predice bien, se demuestra en la transformada de Fourier de los ensayos de vibración libre, pero con los ensayos de carga armónica a distinta frecuencia, no se consigue excitarlo. No se ha conseguido una explicación convincente para explicar esta discrepancia.

6. Referencias

- [1] Di Matteo, A., Iacono, F. L., Navarra, G., & Pirrotta, A. (2014). Direct evaluation of the equivalent linear damping for TLCD systems in random vibration for pre-design purposes. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 63, 19-30. Herrero Alcántara, T.
- [2] Equipo de productos de Quanser. (Sin fecha). Shake-table I-40. Quanser <https://www.quanser.com/products/shake-table-40/>
- [3] Sanchez, C. C., De Sebastián Sanz, J., Diaz, I. M., Mendez, A. P., & Iban, A. L. (2011). CONTROL DE VIBRACIONES EN PASARELAS PEATONALES. *Dyna*, 86(3), 318-327. <https://doi.org/10.6036/4051>
- [4] Mendes, Mauricio & Borchardt Ghedini, Lucas & Batista, Rafael & Pedroso, Lineu & Pedroso,. (2023). A study of TLCD parameters for structural vibration mitigation. *Latin American Journal of Solids and Structures*. 20. 475-477. 10.1590/1679-78257412.

DESIGN AND EXECUTION OF A TMD ON A LABORATORY STRUCTURAL MODEL

Author: Alonso-Mencía Rodríguez, David.

Supervisor: Vega Domínguez, Jaime.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

Design and numerical modeling of a laboratory structure of 2 degrees of freedom for its study when subjected to different excitations through the use of a shake table. The dynamic response to different harmonic loads has been successfully reduced by using different passive vibration mitigation devices, and its effectiveness has also been studied under variable response excitations of seismic type.

Keywords: Structure, TMD, TLCD, vibration, structural dynamics, damping, vibrating table, numerical model

1. Introduction

Dynamic and vibration analysis is a fundamental aspect in terms of the safety and life cycle of structures. A recurrent way to mitigate excessive vibrations is the implementation of passive vibration control devices, called passive because they reduce vibrations for a specific frequency.

Among the best-known passive vibration control devices are the Tuned Mass Damper (TMD). Correctly calculated, they can reduce the dynamic response associated with a given harmonic load. This system is coupled to the original structure resulting in a transmission of the energy produced by the vibrations from the structure to the TMD. In its simplest form, the TMD consists of mass, spring and damper, and is connected to the system to be controlled [1].

Another of the most widely used is known as TLCD (Tuned Liquid Column Damper). These are passive vibration reduction systems consisting of a support with a moving liquid inside. The effectiveness of this device is based on the combined action of the movement of the liquid mass inside the tube, the restoring force produced by gravity acting on the liquid and the damping effect, which is due to the hydrodynamic head losses generated by the fluid.

2. Project definition

The project presented here consists of the design and construction of a multi-degree-of-freedom structure compatible with the shake table in the ICAI School of Engineering laboratory (Quanser

Shake Table i40) and the development of a numerical model of the structure itself. Through various tests, it will be verified that the created structure corresponds to its numerical model, and it will be subjected to different dynamic tests using the vibration table. Subsequently, the design and implementation of different passive vibration reduction systems, a TMD and a pair of TLCDs will be carried out. Finally, the effectiveness of these systems will be analyzed and compared under different types of excitations.

3. Description of the model/system/tool

The study model is a building-type structure with two degrees of freedom, consisting of methacrylate pillars and wooden floors joined by screws. It is attached to a wooden base to facilitate the connection with the table and facilitate the development of the different tests.



Illustration 1 – Tested structure

The structure will be excited using a shake table from ETSI ICAI, Quanser Shake table i-40. It is an open architecture shaking table with a single degree of freedom [2], for this project, it will be operated by Matlab Simulink. The commissioning of the newly acquired table will be part of the activities of this project.

With the idea of eliminating the vibratory response of the structure, a TMD will be designed. It consists of a polycarbonate cantilever beam and at its end an additional mass attached. The assembly is bolted to the second degree of freedom of the structure.

Additionally, a U-shaped TLCD is designed and manufactured in polycarbonate with 90° corners. It is installed on top of the second degree of freedom. This container is filled with water.

Two different models are made, one of them with a reduction of the section in the interior, which increases damping, to make a comparison of the efficiency of both.

4. Results

- The numerical model of the structure matches the physical model almost perfectly, with a 3% error in the prediction of the first mode frequency, which is a very good result. The simulations done in Matlab accurately predict the vibration amplitudes measured in the tests.
- The TMD designed using the numerical model performs its function excellently. For its design frequency, which corresponds to the first mode of vibration, it reduces the acceleration by 93%.

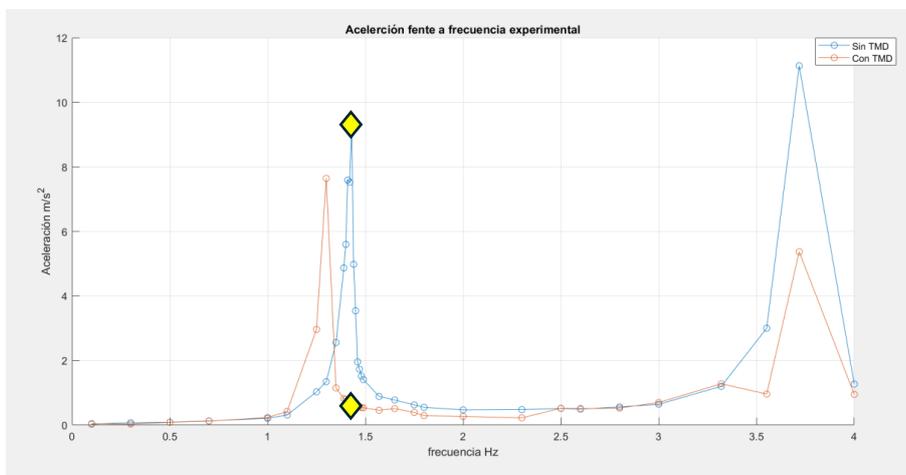


Figure 1. Comparison of response with and without TMD

- The TLCD designed using the numerical model successfully reduces the dynamic response by 96% for the design frequency. Additionally, it reduces the signal for almost all frequency values.

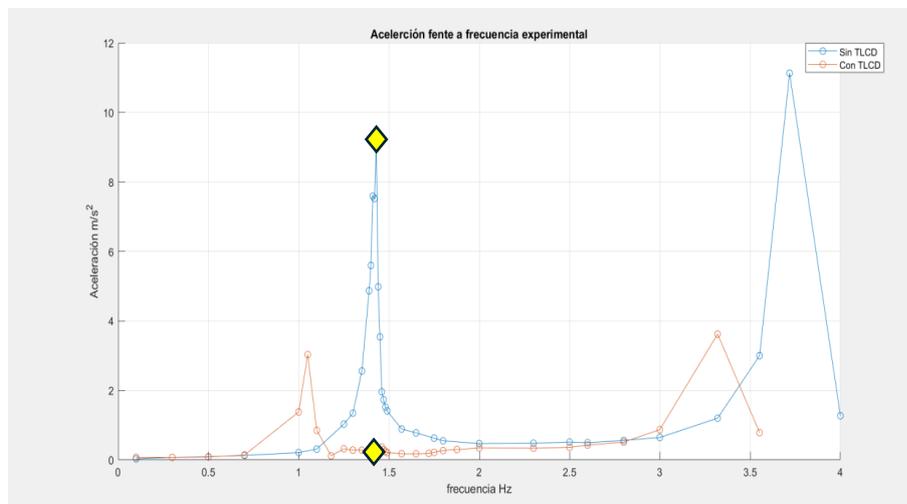


Figure 2. Comparison of response with and without TLCD

- Under an excitation where the energy is distributed over a wide range of frequencies, such as an earthquake, neither the reduction in response achieved with the TMD nor that achieved with the TLCD without section reduction is as significant as in the case of harmonic loading. Peak acceleration is reduced, but the overall amplitude of vibrations barely improves.
- The value of the TLCD mass for reducing the dynamic response due to a constant frequency harmonic excitation is more significant and decisive than the damping factor of the device.
- With the TLCD that has an interior section reduction, the response amplitude to the earthquake is lower. This is because the reduction acts as a damper, dissipating energy.

5. Conclusions

First, it is important to highlight the similarity between the predictions made by the numerical model and the response measured with the physical model. Indicates that the numerical model is suitable for the study.

As a main conclusion, it is essential to highlight the effectiveness of the TMD and the TLCD in reducing the dynamic response of the structure at the design frequency. In the case of the TLCD, it is effective not only at this frequency but also covers a very wide spectrum under harmonic loads. Additionally, the numerical model has allowed for an appropriate design.

The mass of the vibration reduction devices is a fundamental and much more decisive aspect than any other parameter in the case of harmonic loading at a constant frequency, even more so than damping. However, it is not possible to add as much mass to the structure as desired. A compromise must be sought since adding more mass to the structure has economic and performance implications (e.g., static loads).

The reduction of the dynamic response to variable frequency excitations is not as high for the TMD and the TLCD without section reduction. This is because they are systems designed to mitigate vibration at a specific frequency. They could be useful for such excitations if they had an external damper, as in the case of the TLCD with section reduction. In this case, an improvement is perceived under the earthquake excitation.

Finally, it should be noted that the numerical model did not allow for predicting the response under harmonic loading at frequencies close to the second mode of vibration with the TMD or TLCD installed. The natural frequency of vibration is well predicted, as demonstrated in the Fourier transform of the free vibration tests. However, with the harmonic load tests at different frequencies, it was impossible to excite it. No convincing explanation has been found to explain this discrepancy.

6. References

- [5] Di Matteo, A., Iacono, F. L., Navarra, G., & Pirrotta, A. (2014). Direct evaluation of the equivalent linear damping for TLCD systems in random vibration for pre-design purposes. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 63, 19-30. Herrero Alcántara, T.
- [6] Equipo de productos de Quanser. (Sin fecha). Shake-table I-40. Quanser <https://www.quanser.com/products/shake-table-40/>
- [7] Mendes, Mauricio & Borchardt Ghedini, Lucas & Batista, Rafael & Pedroso, Lineu & Pedroso,. (2023). A study of TLCD parameters for structural vibration mitigation. *Latin American Journal of Solids and Structures*. 20. 475-477. 10.1590/1679-78257412.
- [8] Sanchez, C. C., De Sebastián Sanz, J., Diaz, I. M., Mendez, A. P., & Iban, A. L. (2011). CONTROL DE VIBRACIONES EN PASARELAS PEATONALES. *Dyna*, 86(3), 318-327. <https://doi.org/10.6036/4051>

Índice de la memoria

<i>Índice de la memoria</i>	<i>I</i>
<i>Índice de figuras</i>	<i>III</i>
<i>Índice de Ilustraciones</i>	<i>5</i>
<i>Capítulo 1. Introducción</i>	<i>6</i>
1.1 Motivación del proyecto.....	<i>7</i>
<i>Capítulo 2. Descripción de las Tecnologías</i>	<i>8</i>
<i>Capítulo 3. Estado de la Cuestión</i>	<i>9</i>
<i>Capítulo 4. Definición del Trabajo</i>	<i>13</i>
4.1 Justificación.....	<i>13</i>
4.1.1 Toma de decisiones.....	<i>13</i>
4.1.2 Paso a la realidad	<i>13</i>
4.1.3 Mesa vibrante	<i>14</i>
4.1.4 Toma de medidas y trato de señales.....	<i>14</i>
4.2 Objetivos	<i>15</i>
4.3 Metodología.....	<i>17</i>
4.4 Alineación con los objetivos de desarrollo sostenible.....	<i>19</i>
<i>Capítulo 5. Desarrollo de los modelos</i>	<i>21</i>
5.1 Desarrollo inicial de modelo numérico	<i>21</i>
5.2 Fabricación del modelo físico y ajuste del modelo numérico a la realidad.....	<i>24</i>
5.3 Puesta en funcionamiento de la mesa de vibraciones Quanser Shake table i-40.....	<i>31</i>
5.4 Simulación del modelo numérico y experimentación de la estructura física	<i>32</i>
<i>Capítulo 6. Diseño e implementación de un TMD</i>	<i>36</i>
6.1 Diseño de un TMD y comprobación de su eficacia.....	<i>36</i>
<i>Capítulo 7. Diseño e implementación de un TLCD</i>	<i>52</i>
7.1 Diseño de un TLCD y comprobación de su eficacia.....	<i>52</i>

7.2	Diseño de un TLCD con reducción de sección y comprobación de su eficacia.....	62
Capítulo 8. Análisis de Resultados.....		66
8.1	Diseño de la estructura	66
8.2	DISEÑO DEL TMD.....	68
8.3	Diseño del TLCD sin reducción de sección	71
8.4	Diseño del TLCD con reducción de sección	74
Capítulo 9. Conclusiones y Trabajos Futuros.....		78
Capítulo 10. Bibliografía.....		81
Capítulo 11. ANEXO I.....		83
Capítulo 12. ANEXO II.....		86
Capítulo 13. ANEXO III		90
Capítulo 14. ANEXO IV.....		94
Capítulo 15. ANEXO V		95
Capítulo 1. ANEXO VI.....		96

Índice de figuras

Figura 1. TLCD Comcast Center [13]	12
Figura 2. Deformación teórica para estructura de dos grados de libertad	22
Figura 3. Modelo teórico Solid Works	23
Figura 4. Relación entre W_n y E	25
Figura 5. Modos de vibración.....	30
Figura 6. Comparación ensayo de vibración libre experimental y teórico.....	31
Figura 7. Comparación simulación y modelo sin TMD instalado.....	34
Figura 8. Factor de Amplificación Dinámico.....	35
Figura 9. Gráficas de aceleración para TMD de 42 g.....	38
Figura 10. Gráficas de desplazamiento para TMD de 42g de masa	38
Figura 11. – Gráficas de aceleración para TMD de 63g de masa.....	39
Figura 12. Gráficas de desplazamiento para TMD de 63g de masa	39
Figura 13. Gráficas de aceleración para TMD de 100g de masa.....	40
Figura 14. Gráficas de desplazamiento para TMD de 100g de masa	40
Figura 15. Gráficas de aceleración para TMD de 200g de masa.....	41
Figura 16. Gráficas de desplazamiento para TMD de 200g de masa	41
Figura 17 . Modos de vibración con TMD	44
<i>Figura 18. Comparación simulación con y sin TMD</i>	<i>45</i>
Figura 19. TMD.....	46
<i>Figura 20. Comparación experimental con y sin TMD</i>	<i>47</i>
<i>Figura 21. Comparación con TMD experimental y simulación.....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 22. Transformada de Fourier de ensayo de vibración libre con TMD</i>	<i>49</i>
Figura 23. Respuesta con y sin TMD ante terremoto	50
<i>Figura 24. Respuesta en frecuencia. Transformada de Fourier</i>	<i>51</i>
<i>Figura 25. Perfil TLCD [13].....</i>	<i>54</i>
Figura 26. Comparación de simulación con y sin TLCD	56
Figura 27. Comparación simulada entre TLCD construido y TLCD con mayor masa	58
Figura 28. Respuesta dinámica con y sin TLCD instalado.....	59

Figura 29. Respuesta dinámica con TLCD instalado experimental y simulada.....	60
Figura 30. Respuesta dinámica ante excitación tipo sismo con y sin TLCD instalado	61
Figura 31. Transformada de Fourier de estructura ante terremoto con TLCD	62
Figura 32. Comparación de eficacia de TLCD con y sin reducción de sección.....	63
Figura 33. Comparación entre TLCD con y sin reducción de sección ante terremoto.....	64
Figura 34. Transformada de Fourier de respuesta ante terremoto	65
Figura 6. Comparación ensayo de vibración libre experimental y teórico	66
Figura 7. Comparación simulación y modelo sin TMD	67
Figura 20. Comparación experimental con y sin TMD	68
Figura 22. Transformada de Fourier de ensayo de vibración libre con TMD	69
Figura 18. Comparación simulación con y sin TMD	69
Figura 23. Respuesta con y sin TMD ante terremoto	70
Figura 28. Respuesta dinámica con y sin TLCD instalado.....	71
Figura 29. Respuesta dinámica con TLCD instalado experimental y simulada	72
Figura 30. Respuesta dinámica ante excitación tipo sismo con y sin TLCD instalado	73
Figura 31. Transformada de Fourier de estructura ante terremoto con TLCD	74
Figura 32. Comparación de eficacia de TLCD con y sin reducción de sección.....	75
Figura 33. Comparación entre TLCD con y sin reducción de sección ante terremoto.....	76
Figura 34. Transformada de Fourier de respuesta ante terremoto	76

Índice de Ilustraciones

<i>Ilustración 1</i>	<i>Ilustración 2. Mesa vibrante i-40 Quanser [12]</i>	8
<i>Ilustración 3.</i>	<i>Estructura sometida a la gravedad a 90°</i>	26
<i>Ilustración 4.</i>	<i>Fuerza horizontal sobre segundo grado de libertad</i>	28
<i>Ilustración 5.</i>	<i>Modelo físico sobre mesa vibrante</i>	33
<i>Ilustración 6.</i>	<i>Viga en voladizo TMD SolidWorks</i>	43
<i>Ilustración 7.</i>	<i>Modelo TMD completo SolidWorks</i>	43
<i>Ilustración 8.</i>	<i>Modelo físico sobre mesa vibrante con TMD instalado</i>	46
<i>Ilustración 9.</i>	<i>Instalación del TLCD</i>	57

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

El análisis dinámico y de vibraciones es un aspecto fundamental en lo que a seguridad y ciclo de vida de las estructuras se refiere. Una recurrente forma de mitigar las vibraciones excesivas es la implementación de dispositivos de control de vibraciones pasivos, se denominan pasivos porque reducen las vibraciones para una frecuencia de excitación específica, también existen dispositivos semiactivos con un rango de frecuencias de funcionamiento más amplio y activos que sirven para cualquier frecuencia. Estos dos últimos casos no se estudian en el presente proyecto.

Entre los dispositivos pasivos, los amortiguadores de masa sintonizados conocidos por sus siglas en inglés como TMDs (Tuned Mass Dampers), son una buena y recurrente forma de mitigar las vibraciones excesivas y los problemas a los que estas dan lugar. Correctamente calculados, son capaces de reducir la amplificación resonante asociados a la respuesta dinámica. Este sistema, se acopla a la estructura original dando lugar a una transmisión de energía producida por las vibraciones, desde la estructura al TMD. En su forma más simple, el TMD, consiste en masa, resorte y amortiguador, y se conecta al sistema que se desea controlar. [11]

Por otro lado, otro tipo de dispositivo de mitigación de vibraciones, son los conocidos como TLCDs (Tuned Liquid Column Damper), su utilización no está tan extendida ni son tan conocidos como los anteriores, pero, de nuevo, se trata de sistemas pasivos de reducción de vibraciones, conformados por un soporte con un líquido en movimiento en su interior. La eficacia de este dispositivo se fundamenta en la acción combinada del movimiento de la masa líquida dentro del tubo, la fuerza restauradora producida por la gravedad actuando sobre el líquido y el efecto de amortiguamiento, que es debido a las pérdidas de carga hidrodinámicas generadas por el fluido.

El trabajo que aquí se presenta, consiste en el diseño y la construcción de una estructura de varios grados de libertad compatible con la mesa vibrante del laboratorio de la ETSI ICAI

(Quanser shake table I-40) y en el desarrollo de un modelo numérico de la propia estructura. Además, deberá ponerse en funcionamiento la mesa vibrante. Se comprobará mediante diferentes ensayos que la estructura diseñada cumple las asunciones teóricas hechas al inicio, y se someterá a diferentes ensayos dinámicos con la utilización de la mesa vibratoria. Posteriormente se llevará a cabo el diseño e implementación de diferentes sistemas de reducción de vibraciones, un TMD y un par TLCs, con y sin reducción de sección interior, por último, se analizará y comparará la eficacia de estos ante diferentes tipos de excitaciones.

1.1 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

La motivación principal del proyecto es iniciar un proceso de análisis que conduzca al desarrollo de estructuras con mejor comportamiento para el confort de los usuarios en general, y en casos más extremos, más seguras. Comprobando como los distintos dispositivos de mitigación de vibraciones afectan a la respuesta estructural y comparando con la estructura original como la implementación de estos, da lugar a una mayor seguridad y comodidad estructural. Finalmente, este proyecto representa la base de trabajo para realizar cualquier análisis dinámico de estructuras más complejas.

Complementando lo anterior, el proyecto es una manera adecuada de poner en práctica los conocimientos adquiridos durante el grado y en especial en la asignatura de Análisis dinámico y vibraciones. Adicionalmente el hecho de deber comparar medidas reales con predicciones de modelos numéricos permite valorar las diferencias entre ellos. Por último, el trabajo valdrá para perfeccionar el uso de herramientas fundamentales de cara al futuro, como es Matlab y para conocer el funcionamiento y utilización de una mesa de vibración.

Capítulo 2. DESCRIPCIÓN DE LAS TECNOLOGÍAS

La mesa vibrante I-40 de Quanser es junto a la estructura, la pieza más importante del trabajo. Se trata de una mesa vibrante de arquitectura abierta y un único grado de libertad, en el caso de este trabajo será operada por Matlab Simulink. Es ideal para el estudio de dinámica de estructuras y control, ingeniería sísmica y otros temas relacionados ingeniería mecánica, civil y geotécnica. En lo referente a los terremotos, tiene la ventaja de poder implementar historias temporales de aceleración pertenecientes a terremotos reales, aunque adaptados a las capacidades de la mesa, un solo grado de libertad y amplitud de desplazamientos máxima de 2cm, en este trabajo se someterá la estructura a una acción medida durante el terremoto de Kobe de 1995 [12].



Ilustración 2. Mesa vibrante i-40 Quanser [12]

Para la medida de la mayor parte de las señales de aceleración se ha hecho uso del acelerómetro del teléfono móvil. En concreto se ha utilizado la aplicación Phypox, se trata de una aplicación desarrollada por la universidad RWTH de Aquisgrán, que permite al usuario utilizar los sensores que tiene su dispositivo, por ejemplo, hallar la frecuencia de un péndulo utilizando el acelerómetro o medir el efecto Doppler utilizando el micrófono. Las medidas obtenidas han resultado adecuadas en cuanto a precisión como en cuanto a la frecuencia de muestreo. La ventaja principal que aporta esta aplicación es la manera de exportar los datos obtenidos en los diferentes ensayos, pues se puede hacer en un gran número de formatos, .xls para Excel es el utilizado en el presente proyecto.

Capítulo 3. ESTADO DE LA CUESTIÓN

La construcción de una estructura de laboratorio con el propósito de su estudio dinámico conlleva numerosas decisiones desde el inicio. Masas de cada uno de los grados de libertad, altura de los pilares que sujeta cada una de estas masas, la geometría de los propios pilares, que tiene influencia en el momento de inercia y de lo que además depende la rigidez de la estructura (igual que de la longitud de estos). La rigidez también se ve determinada por el material elegido para los pilares ya que de este dependerá el módulo de Young.

A la hora de decidir lo expuesto en el párrafo anterior, es fundamental tener en mente que la deformación de los pilares en los ensayos se debe de ver de forma clara. Además, como el objetivo es diseñar dispositivos de mitigación de vibraciones pasivos, la frecuencia fundamental de la estructura debe ser compatible con un dispositivo de dimensiones comparables con las de la mesa. Por eso, se ha buscado que la primera frecuencia natural del sistema sea cercana a 1,5Hz. Esta es la principal referencia a la hora de tomar las diferentes decisiones.

Cuando la frecuencia de una carga periódica externa coincide con una de las frecuencias naturales de la estructura, provocando así una magnificación de la fuerza en cuestión aumentando la amplitud del movimiento, se dice que la estructura ha entrado en resonancia. En general se tienen problemas de confort, pero en casos extremos el fenómeno puede provocar la destrucción de la estructura (Puente de Tacoma Narrows). En el estudio de vibraciones de una estructura, lo que se trata de comprobar es que esta no entre en resonancia, de ser así será necesario ponerle solución.

Para prever este fenómeno es imprescindible conocer los diferentes modos y frecuencias de vibración de la estructura analizada. Con este objetivo se debe construir un modelo numérico, con el que llevar a cabo un estudio dinámico y comprobar que las observaciones sobre el modelo físico contrastan con las predicciones del modelo numérico. En primer lugar,

se ajustan los parámetros dinámicos: frecuencias naturales, modos de vibración y coeficientes de amortiguamiento.

En segundo lugar, se realizan medidas de la respuesta dinámica de la estructura en diferentes escenarios. El objetivo de estos ensayos es comprobar la calidad del modelo, y confirmar el modo de vibración sobre el que la respuesta sea mayor, el más crítico y que más daño pueda causar.

En caso de identificar un modo peligroso, que puede dar lugar a una entrada en resonancia, será necesario tomar medidas al respecto. En este proyecto se hará uso de un TMD (Tuned Mass Damper) para mitigar las vibraciones, se trata de uno de los mejores métodos de absorción de vibraciones, aplicado por primera vez por Frahm para reducir el cabeceo de los barcos y las vibraciones de los cascos de los navíos.

El TMD disipa la energía vibratoria a través de un conjunto de amortiguador y resorte conectando una masa a la estructura principal. El resorte es el encargado de que se transmita la energía de la excitación que actúa sobre la estructura y acompaña las oscilaciones del TMD elásticamente. El amortiguador tiene como objetivo disipar la energía del sistema y, en consecuencia, disminuir las vibraciones. La masa del TMD oscilará a la amplitud requerida en la dirección de la vibración.

La frecuencia natural del sistema conectado, el TMD, debe ser muy cercana bien a la frecuencia asociada a la fuerza exterior, si esta cubre un rango estrecho de frecuencias, bien a la del modo que queremos mitigar, cuando la excitación externa tiene contribuciones de muchas frecuencias, consiguiendo así una gran reducción de las vibraciones de la estructura principal alrededor de la frecuencia natural de este modo. El principio de funcionamiento fundamental del TMD es bien conocido, por eso desde principios de los años 90, la mayoría de las investigaciones de este tema, se centran en el análisis de sensibilidad de los parámetros, el análisis de respuesta, la optimización de diseño para diferentes tipos de carga de las estructuras principales. Por ejemplo, Bekdas y Nigdeli de la Universidad de Estambul, en 2013 estudiaron la efectividad de la relación de masas entre el TMD y la estructura, en el funcionamiento del TMD (Mass ratio factor for optimum tuned mass damper strategies) [10].

Para instalar el TMD, es necesario identificar de la manera más fiable posible los parámetros modales del modo a tratar (frecuencia natural, amortiguamiento y masa modal). Para la cuantificación del amortiguamiento se estudia la respuesta amortiguada de la aceleración tras perturbarla de su posición de reposo (vibración libre). A partir de esta respuesta se obtiene el coeficiente de amortiguamiento aplicando el método de decaimiento logarítmico.

Finalmente, es importante diseñar bien el TMD teniendo en cuenta el espacio disponible para su instalación. Una vez instalado se debe realizar un ajuste fino de su masa y sus diferentes parámetros para optimizar su comportamiento dinámico.

Como alternativa, y con la idea de compararlo con el TMD, en el proyecto se desarrolla y se comprueba la eficacia de lo que se conoce como TLCD, Tuned Liquid Column Damper desarrollado por Sakai [17]; **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** . Se trata de un dispositivo de mitigación de vibraciones también pasivo, es decir con utilidad para una frecuencia en concreto. Tradicionalmente estos dispositivos consisten en un tubo en forma de U parcialmente lleno de agua, se encargan de reducir las vibraciones mediante la acción combinada del movimiento de la masa de fluido en el tubo, donde la fuerza restauradora debida a la gravedad actúa sobre el líquido, y el amortiguamiento que generalmente se debe a la pérdida de presión hidráulica que se da en el orificio u orificios instalados en el soporte que contine el líquido. Los TLCDs dan lugar a un gran número de diseños útiles, debido a la posibilidad de cambiar su geometría y la eficacia que esto puede conllevar.

En la actualidad existen varios casos, unos de los ejemplos más llamativos, por sus dimensiones y localización, es el del Comcast Center en Philadelphia [13]. Se trata del edificio más alto del mundo con un TLCD instalado. En este caso, la amortiguación se consigue por la disipación de energía asociada a la turbulencia del líquido debida al movimiento de este entre las rejillas que hay entre las columnas de amortiguamiento.

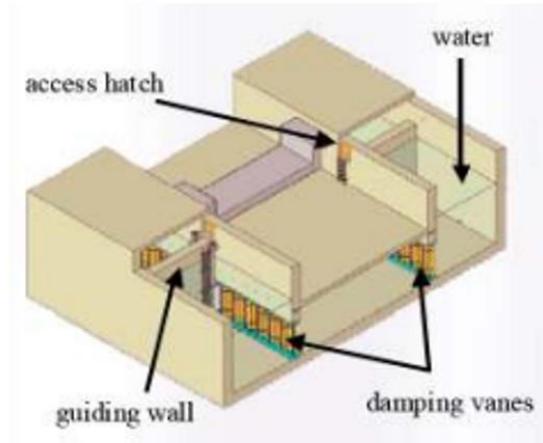


Figura 1. TLCD Comcast Center [13]

Este TLCD pesa alrededor de unas 900 toneladas y tiene unas dimensiones de 68 pies de ancho, 56 de largo y 20 de alto (1m= 3,28084 pies). [15]

Capítulo 4. DEFINICIÓN DEL TRABAJO

4.1 JUSTIFICACIÓN

En el proyecto se lleva a cabo el diseño y la construcción física de una estructura de dos grados de libertad, además del ajuste de un modelo numérico que permita predecir el comportamiento dinámico de la estructura. Una vez construida, se quiere someter a diferentes ensayos para confirmar que el modelo numérico es equivalente al físico y para comprobar su respuesta vibratoria ante diferentes excitaciones, introducidas por la mesa de vibraciones Quanser Shake table-i40. A partir de este punto, se diseñan y posteriormente se implementan dos tipos de dispositivos pasivos de reducción de vibraciones, TMD y TLCD. De nuevo, una vez se obtiene un modelo numérico se fabrica uno físico, se desea comprobar de forma realista la eficacia de los dispositivos diseñados e implementados. Se comprueba su eficacia y su equivalencia con su gemelo digital.

4.1.1 TOMA DE DECISIONES

Sobre el trabajo tiene mucho peso las numerosas tomas de decisiones que desde el principio son protagonistas. Entre las primeras destacan los materiales de las diferentes construcciones, que determinan de manera definitiva el proyecto, destacando especialmente su influencia en los procesos de fabricación. Por otro lado, es imprescindible destacara las diferentes dimensiones de las construcciones y los parámetros que se deben decidir, de esto dependen muy directamente la reducción de vibraciones, fin último del proyecto. El espesor de la viga en voladizo del TMD y la masa añadida, la relación de longitudes del TLCD son algunos de los parámetros que más influirán en el desarrollo del proyecto.

4.1.2 PASO A LA REALIDAD

Lo que hace verdaderamente diferencial a este proyecto es la dualidad del estudio experimental, por un lado, y por otro numérico y teórico, principalmente desarrollado en Matlab. Existen cantidad de proyectos de estudios dinámicos y vibratorios de estructuras,

así como de diseño de dispositivos pasivos de mitigación de vibraciones. En la mayoría de los casos, estos se centran en el aspecto teórico; en la selección de parámetros que aseguran que mejora el funcionamiento de los diferentes dispositivos, y su posterior simulación numérica. Evitan la construcción física de los modelos y el llevar a cabo los ensayos pertinentes. Verdaderamente es la parte más importante por todas las dificultades que supone y por los reajustes que obliga a realizar, se trata de la prueba más concluyente para determinar la eficacia de cualquier dispositivo. Con esta intención se desarrolla el proyecto, se pretende mostrar con el mayor rigor la utilidad y la eficacia real de los dispositivos de mitigación de vibraciones, además del largo proceso de llevar a la realidad un proyecto diseñado en Matlab, donde por norma general es más habitual que todo funcione y las consecuencias de las más decisiones no son tan visibles ni tienen tantas consecuencias.

4.1.3 MESA VIBRANTE

Un aspecto fundamental para el desarrollo del proyecto, que suele quedar en segundo plano por la tendencia humana en centrarse en el resultado, es la instalación, ajuste y utilización de la mesa vibrante. Como fuente de las excitaciones que se someten a la base de la estructura, la mesa es un elemento fundamental para el desarrollo del trabajo, por tanto, la utilización debe ser óptima. El factor más problemático es la amplitud que se aporta a la mesa en cada ensayo, debe ser el adecuado, si es demasiado grande, la resonancia se podrá confundir en muchos casos y será más complicado definir para que frecuencia resuena la estructura.

4.1.4 TOMA DE MEDIDAS Y TRATO DE SEÑALES

Otro aspecto diferencial del trabajo es la realización de buenas medidas y el trato de señales de manera adecuada. Va muy de la mano con las dificultades que aporta al proyecto la representación en la realidad de las configuraciones a estudiar. Existen artículos de investigación, no demasiados, en los que, si se lleva a cabo la construcción física de los modelos, el problema es que no se realizan gráficas claras donde se demuestre realmente la eficacia de los dispositivos ni la equivalencia con lo obtenido en las simulaciones. En el presente proyecto esa es la idea, mostrar de forma clara y rigurosa la eficacia predictiva de

los modelos numéricos y la eficacia del TMD y del TLCD para la reducción de vibraciones. Es imprescindible recalcar la importancia que para la culminación del objetivo tiene la realización de buenas medidas, puesto que unas mal hechas, que no representen la realidad, pueden cambiar por completo los resultados.

El trato de las señales medidas no se suele tener en cuenta hasta que se lleva a cabo personalmente y se experimenta su dificultad, un error aquí es equivalente a uno en pasos anteriores. En lo que respecta a los sensores de aceleración, hay que tener mucho cuidado con las amplitudes espurias que tienen lugar a bajas frecuencias, se deben a la falta de precisión de los aparatos a estas frecuencias.

4.2 OBJETIVOS

Los principales objetivos del proyecto son los siguientes:

- **Diseño y construcción del modelo físico apto para mesa del laboratorio (Quanser shake table I-40):**

Diseño y construcción de una estructura tipo pórtico de 2 grados de libertad, sus dimensiones se deben adecuar al espacio disponible y al tamaño de la mesa. Ha de reposar sobre una base que haga posible la conexión de la mesa vibrante con el modelo. Además, se buscará que los grados de libertad oscilen con una frecuencia adecuada para que las deformaciones sean perfectamente visibles a la hora del ensayo. También se buscará que el TMD tenga unas dimensiones compatibles con la estructura. Para ello habrá que hacer una buena selección de materiales y dimensiones

- **Ajustar modelo numérico (gemelo digital)**

Se ajustará de tal forma que sea capaz de predecir el comportamiento dinámico del modelo físico. El ajuste consta de los siguientes pasos:

- Identificación de matrices de rigidez y masa teóricas
- Ajuste de parámetros en base a las medidas
- Definición de matriz de amortiguamiento

- **Comprobación de la capacidad predictiva del modelo**

- Ensayo estático: colocación de la estructura a 90° con el objetivo de ajustar el módulo de Young.
- Respuesta libre: Medida de respuesta introduciendo una perturbación y comparación con resultado numérico.
- Modos y frecuencias: Determinación de modos y frecuencias con modelo numérico y comprobación bajo carga armónica de la base.
- Respuesta ante un terremoto: medida en mesa vibrante y comparación con resultado numérico.

- **Diseño y construcción TMD:**

- Diseño de un TMD para reducir la respuesta del primer modo
- Materializar el TMD con los materiales disponibles
- Modificar el modelo numérico para incluir el TMD

- **Comprobar la eficacia del TMD**

Comparación de respuesta con y sin TMD bajo distintas excitaciones externas: vibración libre introduciendo una perturbación, y excitación en la base mediante el uso de la mesa vibrante.

- **Diseño y construcción TLCD:**

- Ajuste de un TLCD para reducir la respuesta del primer modo
- Materializar el TLCD con los materiales disponibles
- Modificar el modelo numérico para incluir el TLCD

- **Comprobar la eficacia del TLCD**

Comparación de respuesta ante diferentes excitaciones con lo obtenido en los apartados anteriores: vibración libre introduciendo una perturbación, y excitación en la base mediante el uso de la mesa vibrante.

4.3 METODOLOGÍA

Parte 1: diseño y construcción de la maqueta y ajuste de modelo. El objetivo es diseñar y construir un pórtico con dos grados de libertad para posteriormente ajustar un modelo numérico que permita reproducir su comportamiento dinámico.

- Ajuste de modelo numérico (gemelo digital):
 - Identificación de matrices de rigidez y masa teóricas
 - Ajuste de parámetros en base a las medidas
 - Definición de matriz de amortiguamiento

- Medidas sobre el modelo físico
 - Deformación bajo una carga estática.
 - Ensayo de vibración libre, con el acelerómetro del teléfono como instrumento de medida, obteniendo un registro de aceleración, a partir de este integrar en el tiempo hasta conseguir gráfica de desplazamiento. Con el método de decaimiento logarítmico se obtendrá un amortiguamiento.

- Contraste del modelo
 - Modos y frecuencias:
 - Determinación de modos y frecuencias con modelo numérico
 - Comprobación bajo carga armónica en la base
 - Respuesta libre
 - Medida de respuesta introduciendo una perturbación
 - Comparación con resultado numérico
 - Respuesta ante un terremoto
 - Medida en mesa vibrante
 - Comparación con resultado numérico

Parte 2: Diseñar y construir un TMD

- Definición del TMD
 - o Ajuste de un TMD para reducir la respuesta del primer modo
 - o Materializar el TMD

Modificar el modelo numérico para incluir el TMD

- Comparación de respuestas con y sin TMD. La comparación es tanto con el modelo numérico como con el modelo físico
- Vibración libre introduciendo perturbación
- Respuesta ante un terremoto

Parte 3: Diseñar y construir un TLCD

- Definición del TLCD
 - o Ajuste de un TLCD para reducir la respuesta del primer modo
 - o Materializar el TLCD

Modificar el modelo numérico para incluir el TLCD

- Comparación de respuestas con y sin TLCD. La comparación es tanto con el modelo numérico como con el modelo físico
- Vibración libre introduciendo perturbación
- Respuesta ante un terremoto

4.4 ALINEACIÓN CON LOS OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE

Entre todos los ODS este trabajo se alinea principalmente con el número 9, Industria, Innovación e infraestructura, con el número 11, Ciudades y Comunidades Sostenibles y con el número 13, Acción por el clima.

Con el número 9, se adecua principalmente con las metas **9.1, 9.5 y 9.1**.

9.1: Desarrollar infraestructuras fiables, sostenibles, resilientes y de calidad, incluidas infraestructuras regionales y transfronterizas, para apoyar el desarrollo económico y el bienestar humano, haciendo hincapié en el acceso asequible y equitativo para todos.

9.5: Aumentar la investigación científica y mejorar la capacidad tecnológica de los sectores industriales de todos los países, en particular los países en desarrollo, entre otras cosas fomentando la innovación y aumentando considerablemente, de aquí a 2030, el número de personas que trabajan en investigación y desarrollo por millón de habitantes y los gastos de los sectores público y privado en investigación y desarrollo.

9.a: Facilitar el desarrollo de infraestructuras sostenibles y resilientes en los países en desarrollo mediante un mayor apoyo financiero, tecnológico y técnico a los países africanos, los países menos adelantados, los países en desarrollo sin litoral y los pequeños Estados insulares en desarrollo.

Con relación al objetivo 11, está principalmente relacionados con los puntos **11.1, 11.5**.

11.1: De aquí a 2030, asegurar el acceso de todas las personas a viviendas y servicios básicos adecuados, seguros y asequibles y mejorar los barrios marginales

11.5: De aquí a 2030, reducir significativamente el número de muertes causadas por los desastres, incluidos los relacionados con el agua, y de personas afectadas por ellos, y reducir considerablemente las pérdidas económicas directas provocadas por los desastres en comparación con el producto interno bruto mundial, haciendo hincapié en la protección de los pobres y las personas en situaciones de vulnerabilidad

Con relación al objetivo 13, está principalmente relacionados la meta **13.1**.

13.1: Fortalecer la resiliencia y la capacidad de adaptación a los riesgos relacionados con el clima y los desastres naturales en todos los países.

Capítulo 5. DESARROLLO DE LOS MODELOS

La creación de los modelos de forma adecuada, tanto el físico como el numérico, es el primer paso para el buen desarrollo del proyecto. Requiere un proceso metódico e iterativo, para que el resultado se adecúe a los condicionantes existentes. Los principales elementos restrictivos son las limitaciones constructivas por el tamaño de la mesa, el espacio disponible en el laboratorio, y la importancia de apreciación a simple vista de la vibración de la estructura. Es fundamental recalcar que cada paso y decisión que se toma requiere bastante trabajo y da lugar a otro tanto. Además, en muchas ocasiones no se depende de uno mismo, especialmente en los procesos de fabricación, lo que hace que el tiempo aumente bastante, eso sin tener en cuenta los numerosos errores que se cometen durante el proceso y las asunciones que con el desarrollo práctico se ve que no deberían haber tenido lugar, todo esto se traduce en cambios y reajustes constantes, donde reside una de las mayores dificultades de todo el proyecto.

5.1 DESARROLLO INICIAL DE MODELO NUMÉRICO

En primer lugar, es imprescindible determinar la forma de la estructura, y realizar un análisis del espacio disponible para los ensayos, con la idea de tener en mente un orden de magnitud dimensional razonable.

La forma deseada es de tipo edificio de dos plantas rígidas, dos grados de libertad, y viendo el espacio disponible en el laboratorio y el tamaño de la mesa, se debe tener en cuenta que la altura máxima admisible es de 1m aproximadamente. Para facilitar la instalación, se opta por acoplar un soporte de madera que sirva para unir la mesa de vibración y la estructura.

Con los aspectos anteriores claros, se desarrollan las matrices de masa y de rigidez. Comenzando por la de masa, se asume que la mayor cantidad de masa se acumula en los “pisos”, por tanto, inicialmente se desprecia la masa de los pilares, quedando así una matriz diagonal. Se impone que los “pisos” sean de 0,5 Kg, esta decisión será un punto de partida

para la creación de la matriz de rigidez, que debe ser creada teniendo muy en cuenta esta decisión.

Para el desarrollo de la matriz de rigidez, es fundamental tener presente lo siguiente:

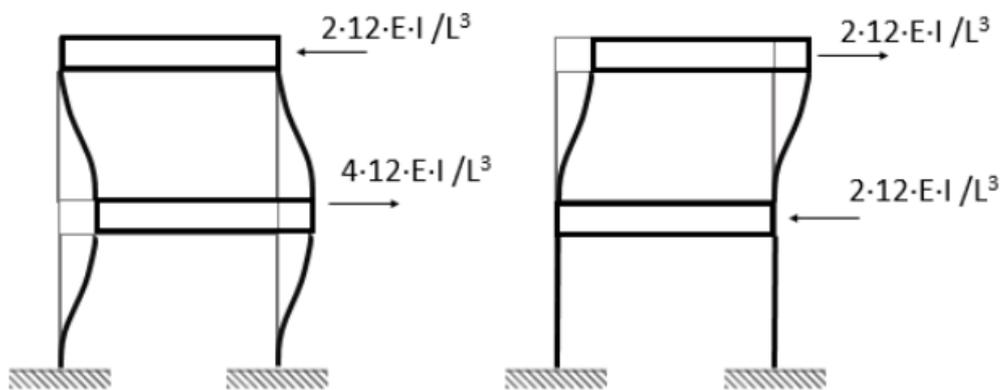


Figura 2. Deformación teórica para estructura de dos grados de libertad

Como se puede ver en la figura 2, la rigidez de los pilares depende del módulo de Young (E), del momento de inercia (I) y de la longitud del pilar (L). Una vez se conocen los parámetros determinantes, es conveniente definir la matriz de rigidez en función de estos.

$K = \frac{12 \cdot E \cdot I}{L} \begin{bmatrix} 4 & -2 \\ -2 & 2 \end{bmatrix}$, con la matriz de masa creada y con esta construida con los diferentes parámetros, se comienza a probar en Matlab diferentes opciones.

A la hora de probar, es necesario definir un material del que hacer los pilares, puesto que de eso depende el parámetro E. Tratando de hacer claramente visibles las vibraciones del modelo, se toman las diferentes decisiones con la intención de que la frecuencia de vibración del primer modo esté alrededor de 1,5 Hz. Con esto, se busca un material con bajo módulo de Young, Policarbonato, cuyo E teórico está entre 2 y 2,5 MPa. Con el objetivo de hacer la vibración claramente visible en mente, tras comprobar en Matlab, se escogen un espesor de los pilares de 2cm, una profundidad de 9cm y una altura de cada pilar de 30 cm, obteniendo

así un modelo de 60 cm de alto, longitud acorde con lo que se deseaba. El plano en detalle se muestra en el ANEXO IV.

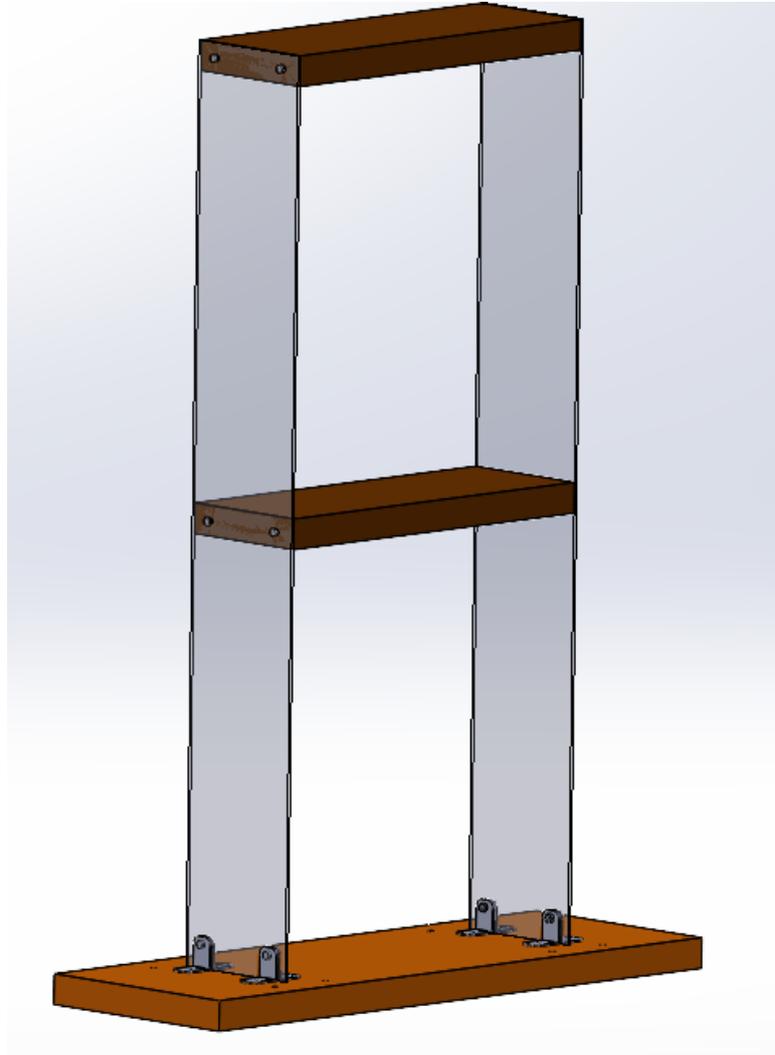


Figura 3. Modelo teórico Solid Works

Con todo esto, ya se tienen unas matrices de masa y rigideces teóricas, y se puede definir parte de la ecuación del movimiento:

$$M \cdot \ddot{x} + C \cdot \dot{x} + K \cdot x = F;$$

$$\begin{bmatrix} M1 & 0 \\ 0 & M2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{x}1 \\ \ddot{x}2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c1 & -c2 \\ -c2 & c2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{x}1 \\ \dot{x}2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k1 + k2 & -k2 \\ -k2 & k2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x1 \\ x2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F1 \\ F2 \end{bmatrix}$$

5.2 FABRICACIÓN DEL MODELO FÍSICO Y AJUSTE DEL MODELO NUMÉRICO A LA REALIDAD

La fabricación se lleva a cabo como está prevista, base de unión entre estructura y mesa vibrante de madera, pilares de policarbonato y pisos de madera, con la idea de poder añadir el TMD y el TLCD en el futuro con cierta facilidad y siendo posible, además, lastrar cada piso para llegar a los 0,5 Kg de masa de los grados de libertad.

El problema que añade la fabricación es la manera de unir la estructura a la base. Se opta por hacerlo con escuadras a 90° de 2cm de altura, esto supone cierta reducción de la longitud de los pilares, y debe ser contemplado en la matriz de rigidez, debido a que le afecta de forma muy directa. No se cumple lo propuesto antes, propio de un caso ideal como se veía en la Figura 2, donde la matriz K tiene la forma de $K = \frac{12 \cdot E \cdot I}{L} \begin{bmatrix} 4 & -2 \\ -2 & 2 \end{bmatrix}$. Hay que diferenciar las longitudes para cada componente de la matriz, obteniendo:

$$K = 12 \cdot E \cdot I \begin{bmatrix} \frac{2}{L_1^3} + \frac{2}{L_2^3} & -\frac{2}{L_2^3} \\ -\frac{2}{L_2^3} & \frac{2}{L_2^3} \end{bmatrix}$$

Con $L_1=0,28\text{m}$ y $L_2=0,3\text{m}$.

Con la intención de obtener el valor real del módulo de Young real del policarbonato utilizado, se realizan diferentes ensayos:

- Ensayo de vibración libre:

Este ensayo además se utiliza para calcular el amortiguamiento. Este aspecto abordará más adelante.

Una vez se ha realizado el ensayo de vibración libre, se obtiene de él el valor de W_n de la estructura. Este valor se toma como referencia para hallar el valor de E. De manera iterativa se realizan diferentes pruebas obteniendo la siguiente gráfica que relaciona el valor de E y el de W_n . De esta se puede obtener un valor real de E de 2,08 MPa.

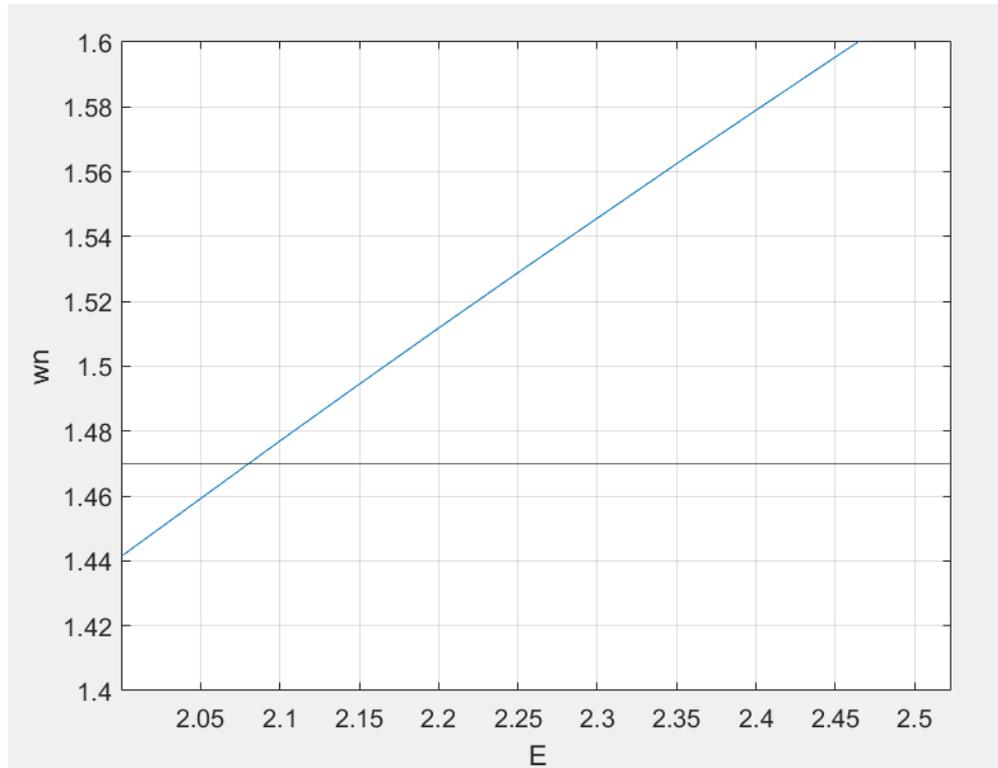


Figura 4. Relación entre W_n y E

- Ajuste del valor del módulo de Young a partir de medidas bajo carga constante (gravedad, estructura a 90°):

Se coloca la estructura a 90° sometida a la fuerza de la gravedad, dando lugar a un desplazamiento x_1 y x_2 de los grados de libertad. Con estos valores y sabiendo que la estructura está en reposo, lo que implica $\dot{x} = \ddot{x} = 0$, se puede calcular los valores reales de la matriz de rigidez.

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,5 \cdot 9,81 \\ 0,5 \cdot 9,81 \end{bmatrix}$$

Obteniendo así: $K = \begin{bmatrix} 339,89 & -158,2258 \\ -158,2258 & 158,2258 \end{bmatrix}$, $K_1=181,67$ $k_2=158,23$

Una vez obtenidos los valores de k_1 y k_2 , se puede obtener el E real:

$$E_1 = \frac{k_1+k_2}{\frac{1}{L_1^3} + \frac{1}{L_2^3}} = 3,5572 \text{ e}09 \text{ Pa}$$

$$E_1 = \frac{k_2}{\frac{1}{L_2^3}} = 3,5397 \text{ e}09 \text{ Pa}$$

Como se puede apreciar, se obtienen valores diferentes al rango de resultados razonables (2-2,5 MPa) y los valores de la matriz de rigidez son muy superiores a los esperados.

Tras repetir el ensayo varias veces y ver que no cuadra, se ha llegado a la conclusión de que, en este ensayo, se somete a la estructura a una fuerza demasiado grande (la de la gravedad), dando lugar así a una deformación excesiva de los pilares de policarbonato, lo que se traduce en una disminución notable de la longitud proyectada de los pilares (L1 y L2) en la posición de equilibrio. Los momentos flectores reales son en realidad menores que los que se tendrían si la posición de equilibrio no fuese tan distinta a la de reposo, y esto da lugar a una sobrestimación de la rigidez.

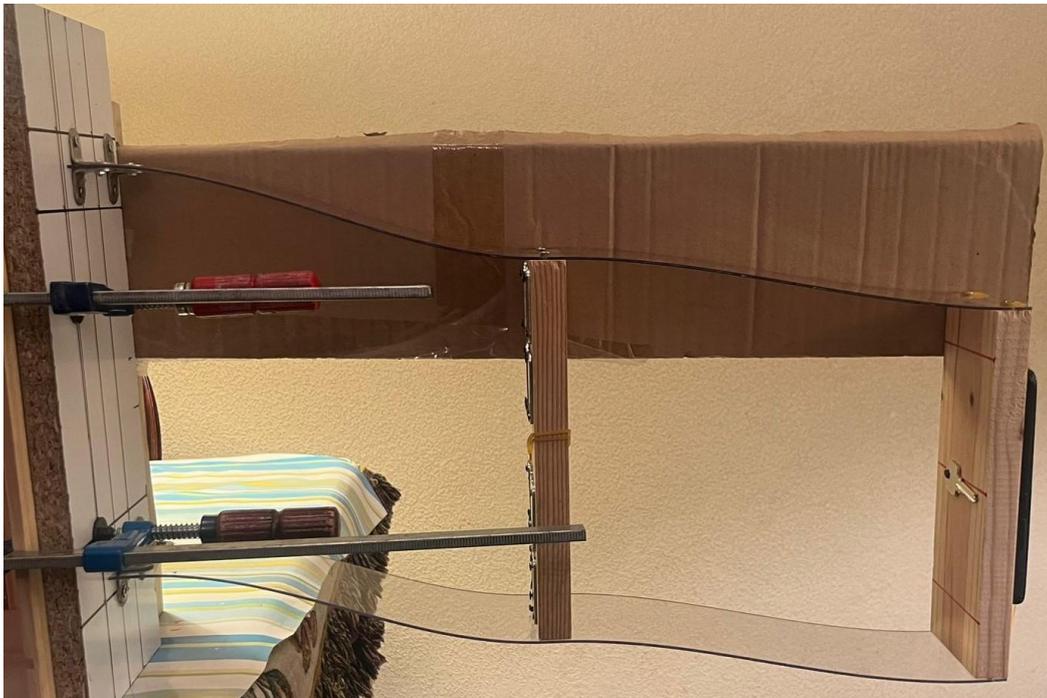


Ilustración 3. Estructura sometida a la gravedad a 90°

Por otro lado, se decidió valorar si el valor de la masa de los pilares es lo suficientemente significativo. Para ello se tuvo en cuenta en el modelo numérico como sigue:

$$M1 = \frac{1}{420} \cdot \begin{bmatrix} 2 \cdot 156 \cdot \mu1 \cdot L1 + 2 \cdot 156 \cdot \mu2 \cdot L2 & 2 \cdot 54 \cdot \mu2 \cdot L2 \\ 2 \cdot 54 \cdot \mu2 \cdot L2 & 2 \cdot 156 \cdot \mu2 \cdot L2 \end{bmatrix}$$

$$= \frac{1}{420} \cdot \mu \cdot \begin{bmatrix} 2 \cdot 156 \cdot L1 + 2 \cdot 156 \cdot L2 & 2 \cdot 54 \cdot L2 \\ 2 \cdot 54 \cdot L2 & 2 \cdot 156 \cdot L2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0,5934 & 0,0167 \\ 0,0167 & 0,5483 \end{bmatrix}$$

Efectivamente el valor de la masa de los pilares es suficientemente significativo para tenerlo en cuenta, por lo que es necesario cambiar el modelo.

Alternativamente al ensayo de 90°, y con el objetivo de reducir la deformación de los pilares en el ensayo estático, se ha colocado una masa de 0,2Kg en el segundo grado de libertad que sometida a la aceleración de la gravedad da lugar a una fuerza horizontal de

0,2·9,81 N. A partir de esto se obtiene una matriz $f = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,2 \cdot 9,81 \end{bmatrix}$ y una matriz $x =$

$$\begin{bmatrix} 0,012 \\ 0,027 \end{bmatrix} m$$

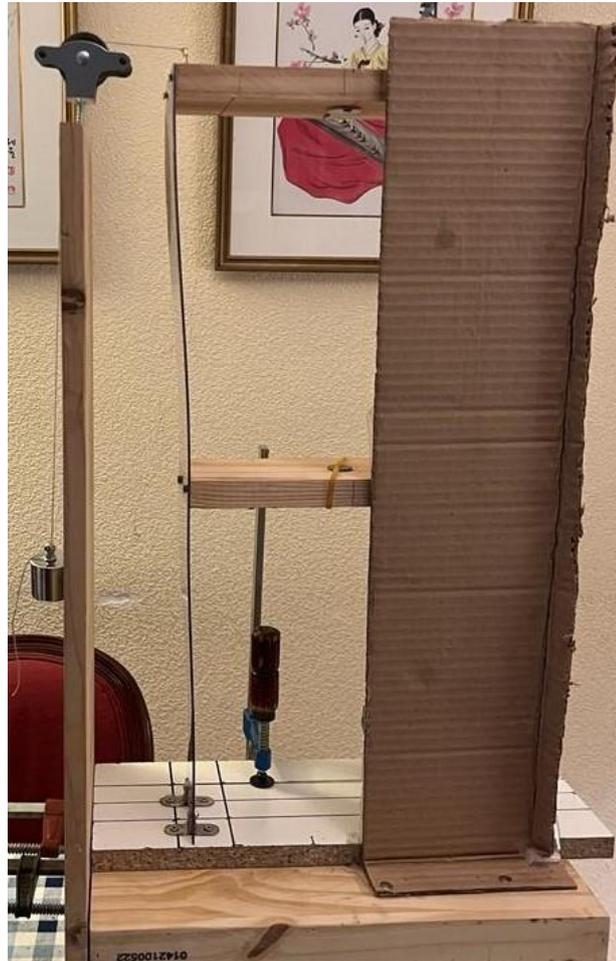


Ilustración 4. Fuerza horizontal sobre segundo grado de libertad

Con todo:

$$\begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,2 * 9,81 \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 0,012 \\ 0,027 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0,2 * 9,81 \end{bmatrix}$$

$$K_1 = 163,5 \text{ y } K_2 = 130,8$$

$$E_1 = \frac{k_1 + k_2}{\frac{1}{L_1^3} + \frac{1}{L_2^3}} = 2.4745e+09 \text{ Pa}$$

$$E_2 = \frac{k_2}{\frac{1}{L_2^3}} = 2.4525e+09 \text{ Pa}$$

En este caso, el problema es el rozamiento de la polea. Evita que se aplique sobre el grado de libertad superior toda la fuerza que se desea, 1,96N, por tanto, los valores de

desplazamiento medidos no son coherentes con la fuerza teórica. Como el rozamiento tampoco se puede medir con exactitud, se descarta este método también para la obtención de E, aunque se utilizará como referencia.

Tras valorar todos los ensayos, se decide tomar como referencia un $E=2,08$ MPa, lo hallado en ensayo de vibración libre. El ensayo es dinámico y todos los diferentes estudios que se van a realizar en el proyecto también lo son. La matriz de rigidez K para el policarbonato es:

$$K = \begin{bmatrix} 247,3765 & -110,933 \\ -110,933 & 110,933 \end{bmatrix}$$

Desde este momento ya están configuradas las matrices de masa y rigidez, a partir de las cuales con el comando eigenvalue de Matlab, se pueden sacar los modos y frecuencias de vibración:

Modos:

$\Phi =$

$$\begin{bmatrix} -0.6547 & -1.1217 \\ -1.1464 & 0.7149 \end{bmatrix}$$

Frecuencias de vibración correspondiente a cada modo:

W (Hz) =

$$\begin{bmatrix} 1.4700 & 0 \\ 0 & 3.7185 \end{bmatrix}$$

De los valores obtenidos datos, se pueden intuir los siguientes movimientos de los grados de libertad:

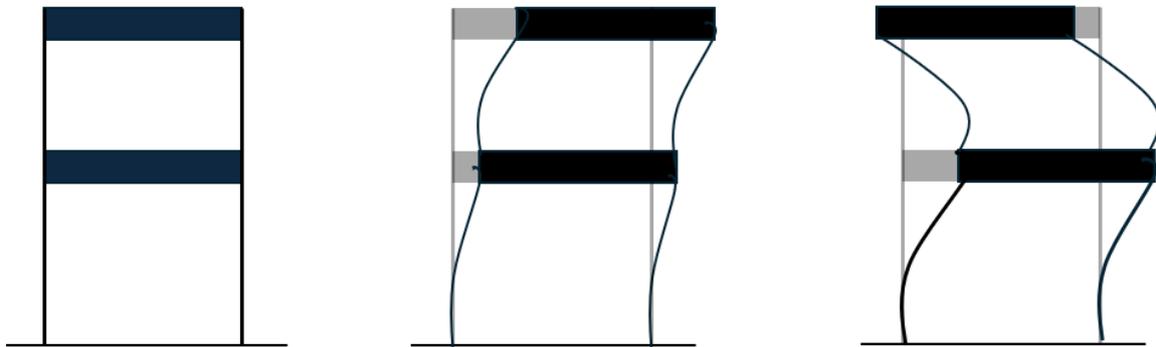


Figura 5. Modos de vibración

A partir de estos valores y de lo que se obtiene en el ensayo de vibración libre, se puede obtener la matriz de amortiguamiento completando así el gemelo digital:

La ecuación necesaria para la obtención de la última matriz es: $C = a_0 \cdot M + a_1 \cdot K$

Del ensayo de vibración libre, se obtiene $\zeta = 0,0096$ por el método de decaimiento logarítmico. Conociendo las frecuencias de vibración $w_1 = 1,47\text{Hz} = 9,236\text{rad/s}$ y $w_2 = 3,7185\text{Hz} = 23,3640\text{ rad/s}$, se calculan los valores a_0 y a_1

$$a_0 = \zeta \cdot \frac{2 \cdot w_1 \cdot w_2}{w_1 + w_2}$$

$$a_1 = \zeta \cdot \frac{2}{w_1 + w_2}$$

Con todo esto:

$$C = a_0 \cdot M + a_1 \cdot K = \begin{bmatrix} 0,2218 & -0,0634 \\ -0,0634 & 0,1354 \end{bmatrix}$$

Una vez se tiene el modelo numérico bien definido, se puede hacer una simulación en Matlab del ensayo de vibración libre. Se compara con el resultado obtenido experimentalmente.

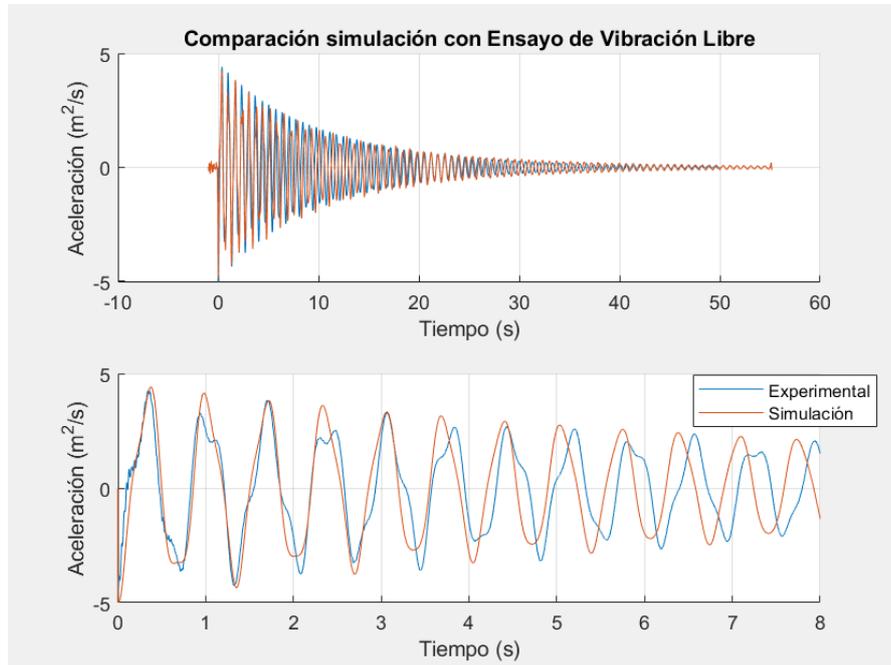


Figura 6. Comparación ensayo de vibración libre experimental y teórico

Como se puede apreciar, ambas gráficas son muy similares, lo que reafirma que utilizar el valor de E obtenido de este ensayo, es una buena decisión y que las matrices de rigidez y amortiguamiento son bastante razonables.

5.3 PUESTA EN FUNCIONAMIENTO DE LA MESA DE VIBRACIONES QUANSER SHAKE TABLE I-40

La mesa de vibraciones del laboratorio de la escuela técnica superior de ingeniería ICAI es uno de los pilares fundamentales que sostienen el presente proyecto. Se encarga de producir las excitaciones de la base de la estructura que darán lugar a los diferentes estudios.

Antes de comenzar los ensayos, naturalmente es necesario instalar y poner en funcionamiento la mesa. Para el montaje físico se siguen las indicaciones del manual de usuario suministrado por el fabricante. No supone ningún problema.

La parte con más complicaciones es la de instalación del software, aparentemente debería desarrollarse sin dificultades siguiendo la guía del fabricante y teniendo muy claras las

compatibilidades entre versiones de los diferentes programas necesarios, el propio programa de Quanser, Matlab y Visual Studio.

Los problemas vienen en la readaptación de modelos de Simulink anteriores para usos similares a la nueva mesa y el software que le corresponde. Por problemas de compatibilidad es necesario revisar a fondo los modelos que se desean “reciclar”, utilizados anteriormente en la escuela para otros trabajos de laboratorio. Estamos hablando de programas de excitación armónica y los que contienen las historias de aceleración de los terremotos. Por diferentes motivos fue necesario contactar con el servicio técnico de Quanser que muy amablemente se dispuso a ayudar. Tras tantas aparentes complicaciones, el problema no fue otro que el nombre del archivo. Puede parecer una cuestión baladí y despreciable, pero no se puede olvidar que este tipo de error ha dado lugar gran cantidad de problemas a lo largo de la historia contemporánea.

5.4 SIMULACIÓN DEL MODELO NUMÉRICO Y EXPERIMENTACIÓN DE LA ESTRUCTURA FÍSICA

Con el modelo numérico completamente definido, se puede tratar de predecir la respuesta de la estructura ante una excitación de la mesa de tipo sinusoidal. La simulación se lleva a cabo en Matlab con el uso de la función ODE45. En esta se pueden hacer pruebas para diferentes frecuencias de excitación con la idea de poder predecir los valores de aceleración, velocidad y desplazamiento para un rango de frecuencias determinado, dando especial importancia a las frecuencias cercanas a las de los modos de vibración. En concreto el trabajo se centrará en el primer modo de vibración y en el segundo grado de libertad, el piso superior, pues es el que más aceleración experimentará para la mayoría de los casos.

Las diferentes medidas de aceleración se toman con el acelerómetro del móvil, haciendo uso la aplicación Phyphox, principalmente se escogió esta aplicación por la facilidad que aporta a la hora de tratar los datos. El dispositivo se coloca en el grado de libertad superior, formando en sí mismo parte de la estructura, por lo que no debe preocupar el añadido de masa, se contempla desde el principio.



Ilustración 5. Modelo físico sobre mesa vibrante

A continuación, con el modelo físico bien fabricado, es el momento de comprobar la veracidad de las simulaciones de Matlab. La idea de esta parte es poner en marcha la mesa de vibración Quanser shake table i-40, con la que inicialmente se producirá una excitación senoidal. Se ensaya la estructura sobre la mesa para comprobar si esta entra en resonancia para las frecuencias calculadas y para corroborar que los valores de aceleración son adecuados en diferentes casos correspondiéndose con los de las distintas simulaciones.

Para realizar una buena comparativa, se lleva a cabo un barrido de frecuencias en el que para cada una de ellas se mide con el acelerómetro del teléfono la aceleración del segundo grado de libertad. El objetivo es realizar una gráfica comparativa que simplifique la tarea de análisis de los resultados. Se compara la aceleración en función de la frecuencia de la simulación, frente a lo obtenido de manera experimental.

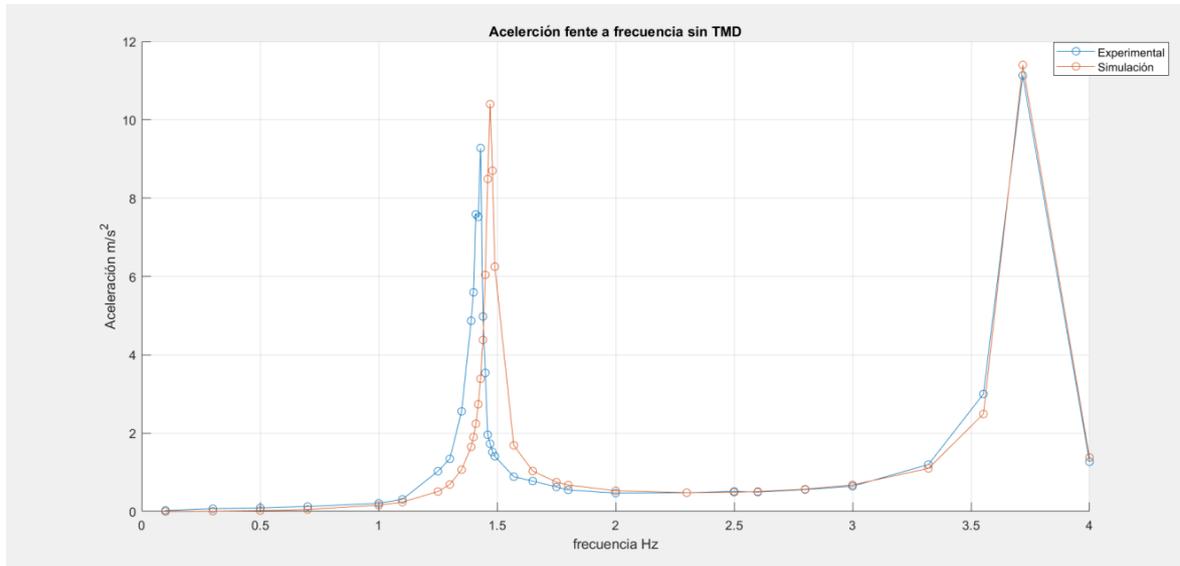


Figura 7. Comparación simulación y modelo sin TMD instalado

A primera vista, lo más destacable es que ambas gráficas, la obtenida mediante la simulación de Matlab y la obtenida de forma experimental, son muy similares, están superpuestas para la mayor parte de valores de frecuencias. Esto quiere decir que en general, el modelo numérico obtenido es bastante fiel a la realidad y los parámetros utilizados para la simulación son prácticamente iguales a los reales. Es importante recalcar la importancia de haber obtenido un buen valor del factor de amortiguamiento, obtenido del ensayo de vibración libre. Se trata de una buena noticia, puesto que el amortiguamiento es un valor complicado de predecir e incluso de medir y un valor poco adecuado afectaría de forma muy negativa a la simulación.

Si bien la aproximación a la realidad de la simulación es muy buena, no se puede considerar perfecta, la frecuencia del pico de aceleración experimental correspondiente al primer modo de vibración no coincide con la de la simulación, está desfasada unos 0,04 Hz, existe un error del 3% aproximadamente, es un muy buen resultado. El motivo de este ligero desfase puede ser los problemas que la representación real del modelo puede tener, alguna variación ligera de la longitud de los pilares que se refleja en la matriz de rigidez o algún cambio pequeño en la masa de los pisos. A esto se le debe incluir la incertidumbre del aparato de medida, el teléfono móvil. En resumen, error pequeño, pero suficientemente significativo para modificar el primer modo de vibración

La aceleración cuando la estructura entra en resonancia es muy alta en comparación con el resto de las aceleraciones para diferentes frecuencias, es más que razonable. Para la entrada en resonancia de una estructura con un valor de amortiguamiento tan bajo, el FAD (Factor de Amplificación Dinámico) depende exclusivamente del factor de amortiguamiento y se guía por la siguiente expresión: $FAD = \frac{1}{2 \cdot \zeta}$.

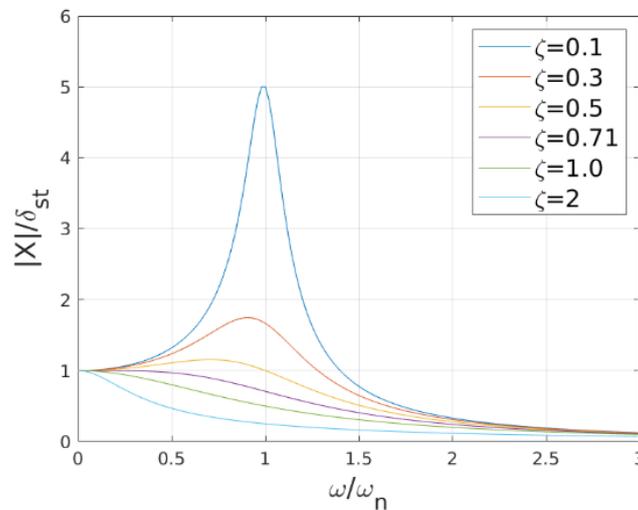


Figura 8. Factor de Amplificación Dinámico

Capítulo 6. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN TMD

6.1 DISEÑO DE UN TMD Y COMPROBACIÓN DE SU EFICACIA

La idea de los amortiguadores de masa sintonizados, TMDs por sus siglas en inglés, es mitigar las vibraciones excesivas de una estructura que pueden dar lugar a un deterioro notable o incluso a la destrucción de la estructura. En este proyecto, se ha decidido diseñar el TMD para la frecuencia del primer modo de vibración ya que se trata del modo más agresivo. Las medidas se harán sobre el segundo grado de libertad, según se predice con el modelo numérico es el que más sufre los efectos de la entrada en resonancia de la estructura.

El TMD es similar a un péndulo, pero en este caso el elemento de unión se deforma y trabaja como una viga en voladizo. Se decide fabricar de policarbonato por lo que el valor de E ya es conocido, además se decide fijar al segundo grado de libertad con dos escuadras a 90° y en el otro extremo se le añadirá una masa adicional. Con la idea constructiva bien asentada, es necesario calcular y definir correctamente los parámetros del TMD. Para ello es imprescindible tener claro que, al incluir el dispositivo de mitigación de vibraciones en la estructura, se está añadiendo un nuevo grado de libertad, habrá que redefinir el modelo numérico.

Las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez cambian:

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & 0 \\ M_{21} & M_{22} & 0 \\ 0 & 0 & M_{tmd} \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} + K_{tmd} & -K_{tmd} \\ 0 & -K_{tmd} & K_{tmd} \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} C11 & C12 & 0 \\ C21 & C22 + Ctmd & -Ctmd \\ 0 & -Ctmd & Ctmd \end{bmatrix}$$

Para definir los diferentes parámetros es necesario tener muy presentes diferentes aspectos:

a. El TMD se diseña para la frecuencia del primer modo de vibración

b. $W_{TMD} = \sqrt{\frac{K_{TMD}}{M_{TMD}}}$

Conociendo W_{TMD} , la frecuencia del primer modo de vibración y definiendo una longitud de la viga en voladizo acorde a las dimensiones de la estructura. A partir de este punto se trata de terminar y definir el TMD de una manera iterativa. Para un valor de masa concreto, es posible definir K_{tmd} con la ecuación b, una vez calculada la rigidez del dispositivo.

$K_{TMD} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3}$, se despeja el momento de inercia I , $I = \frac{b \cdot e^3}{12}$, se prueba para diferentes valores de espesor (e) que den el resultado de la profundidad (b) más adecuado a las dimensiones.

En este proceso iterativo se han obtenido diferentes resultados en función del valor de la masa.

A continuación, se expone un estudio teórico de sensibilidad sobre la masa del TMD:

Para $m=42g$

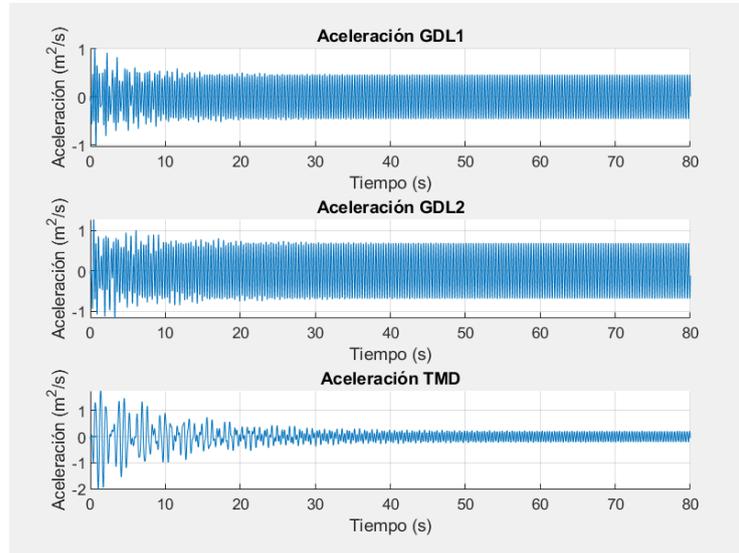


Figura 9. Gráficas de aceleración para TMD de 42 g

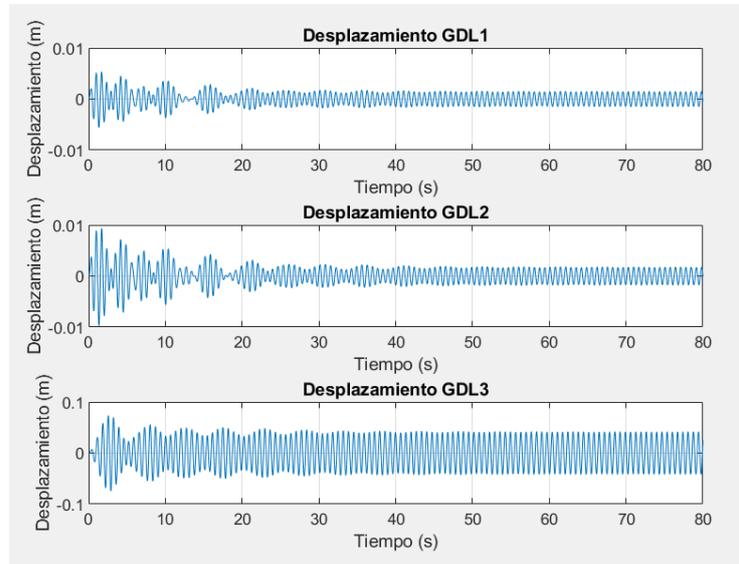


Figura 10. Gráficas de desplazamiento para TMD de 42g de masa

Para $m=63g$

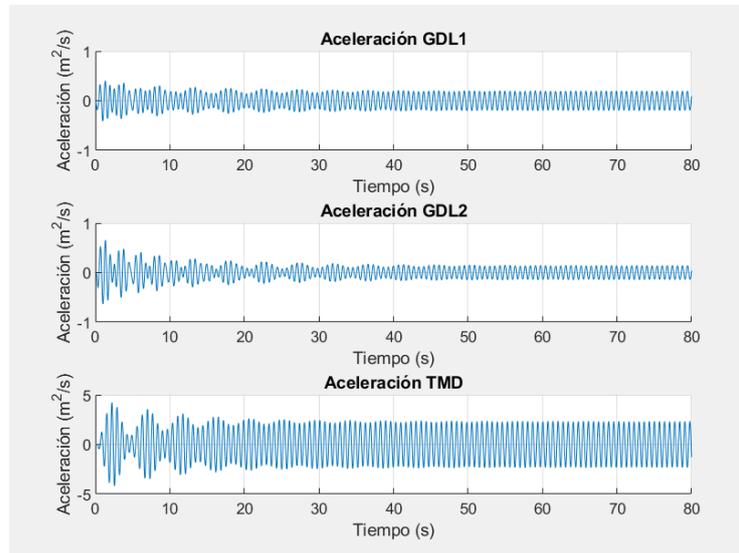


Figura 11. – Gráficas de aceleración para TMD de 63g de masa

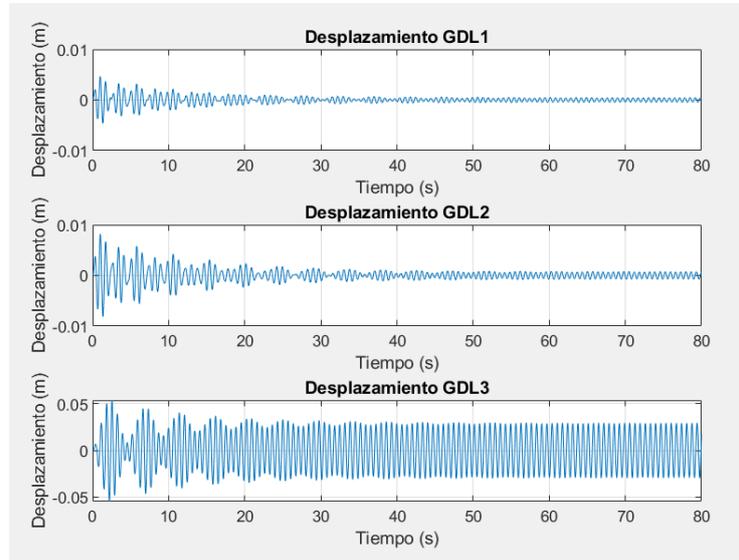


Figura 12. Gráficas de desplazamiento para TMD de 63g de masa

Para $m=100g$

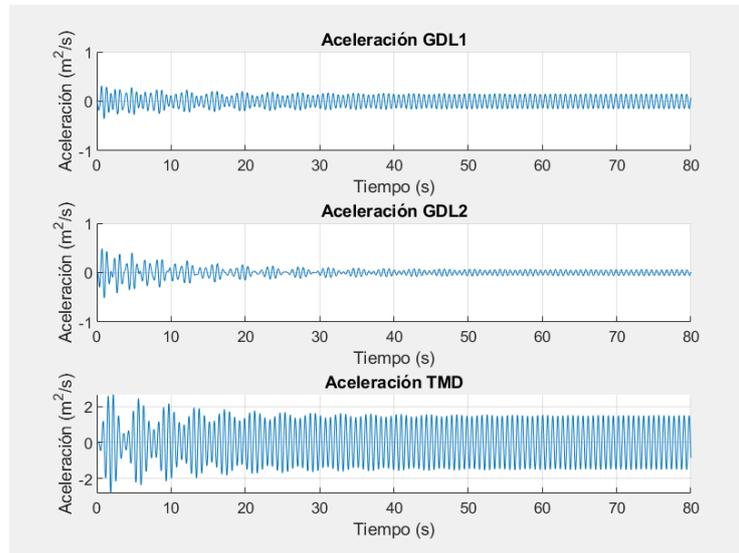


Figura 13. Gráficas de aceleración para TMD de 100g de masa

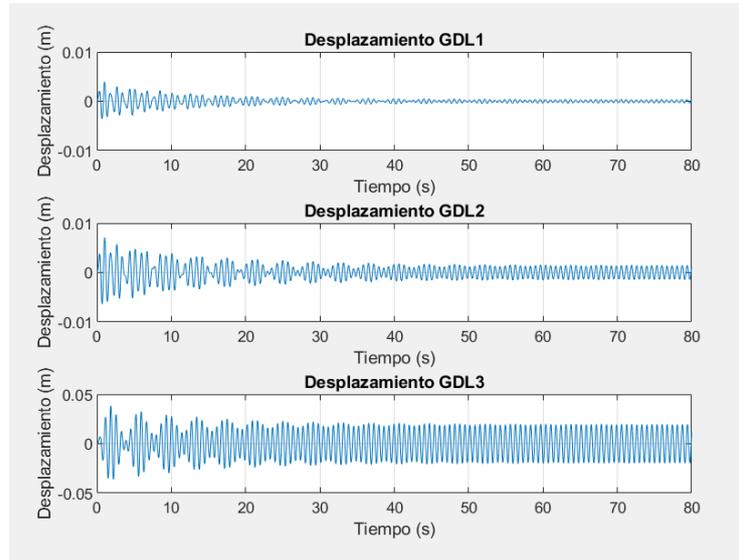


Figura 14. Gráficas de desplazamiento para TMD de 100g de masa

Para $m=200g$

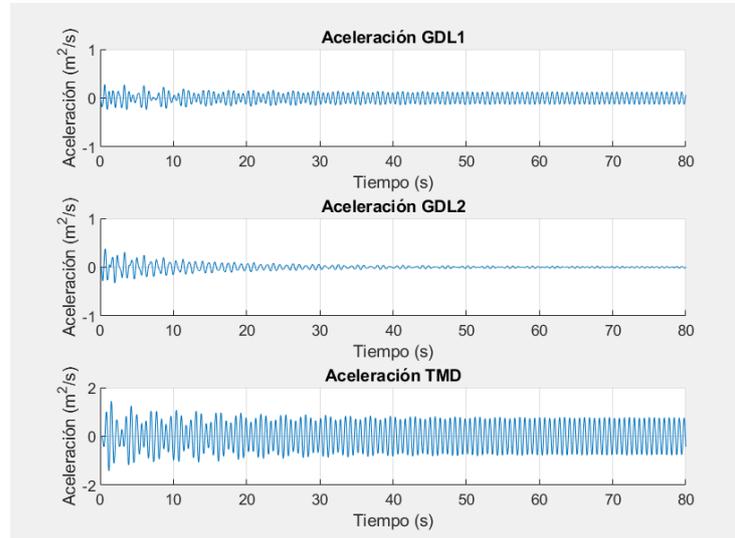


Figura 15. Gráficas de aceleración para TMD de 200g de masa

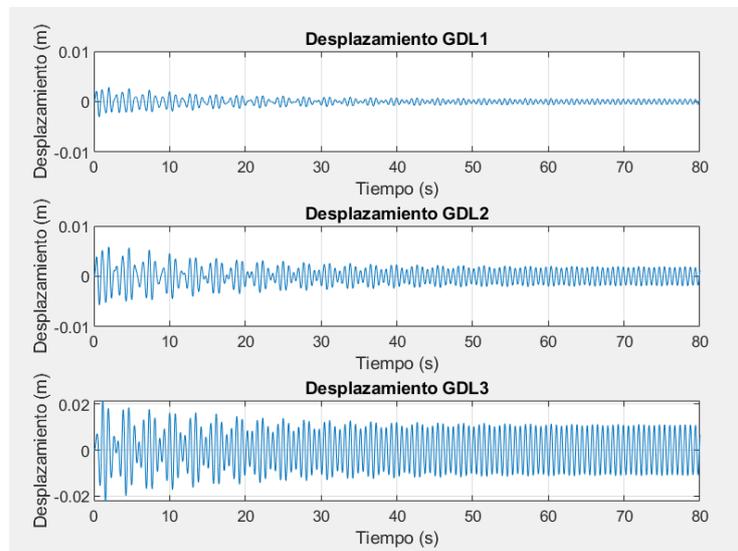


Figura 16. Gráficas de desplazamiento para TMD de 200g de masa

Es claramente visible que la masa afecta directamente a la efectividad del TMD, cuanto más masa se añade a la estructura más se reduce la aceleración, la velocidad y el desplazamiento de los dos grados de libertad originales. No solo esto, además a medida que la masa aumenta se puede ver como las respuestas son más uniformes, tiene lugar una vibración menos pulsada, lo que quiere decir mejor respuesta física.

Se llega a la conclusión de que lo idóneo es agregar cuanto más masa posible, pero con ciertos límites, en Matlab con cualquier valor de masa que se utilice el problema será resuelto, pero hay que hacer una estimación realista teniendo en cuenta que la masa añadida puede deformar los pilares, lo que sobrestimaría la rigidez de la construcción puesto que se reduce la longitud de estos. Por último, el mayor reto por la disponibilidad de material es conseguir fabricar un peso con la masa adecuada y con dimensiones razonables para la estructura que se va a ensayar.

Con todo lo comentado anteriormente y por miedo a que al añadir una masa muy grande de lugar a fuerzas internas mayores que pongan en peligro la estructura, se escoge un valor de masa de 42g y una longitud de 20 cm. Con estos datos es posible definir numéricamente el TMD. De nuevo, de la ecuación b expuesta al comienzo se obtiene K del TMD, $K_{TMD} = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3}$, se despeja el momento de inercia I, $I = \frac{b \cdot e^3}{12}$, se prueba para diferentes valores de espesor e, llegando a la conclusión de que el más adecuado, principalmente por motivos dimensionales, es e=1mm.

Se lleva a cabo un prototipo del TMD en Solid Works:

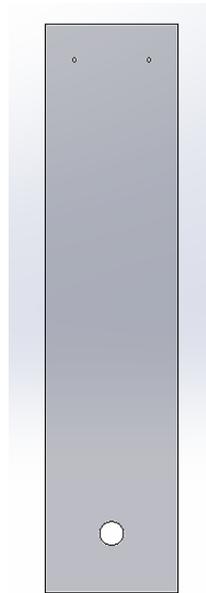


Ilustración 6. Viga en voladizo TMD SolidWorks

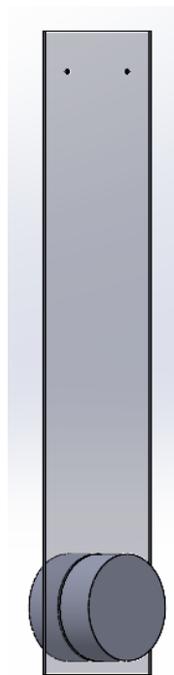


Ilustración 7. Modelo TMD completo SolidWorks

Una vez definidos los parámetros del dispositivo y en general el propio TMD, se introduce en el modelo numérico con todos los cambios en las matrices, se calculan los modos y frecuencias de vibración.

Modos:

$\Phi =$

-0.3698	0.5511	-1.1164
-0.6914	0.9079	0.7233
-3.7668	-2.7723	-0.1207

Frecuencias de vibración correspondiente a cada modo:

W (Hz) =

1.2733	0	0
0	1.6236	0
0	0	3.7259

De los valores obtenidos datos, se pueden intuir los siguientes movimientos de los grados de libertad:

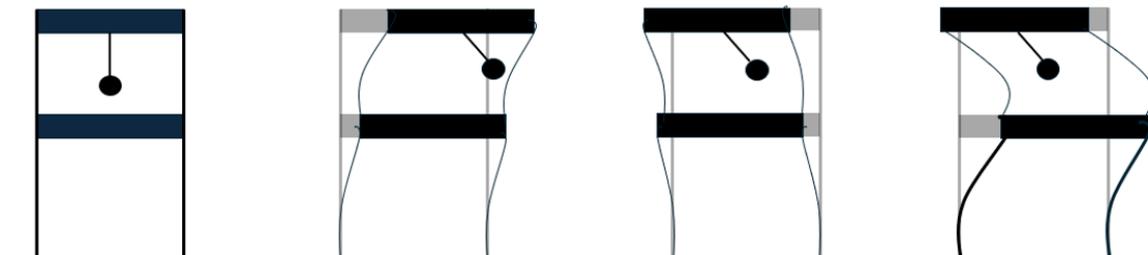


Figura 17. Modos de vibración con TMD

Posteriormente se simula el caso de excitación en la base para distintos valores de frecuencia para prever su eficacia:

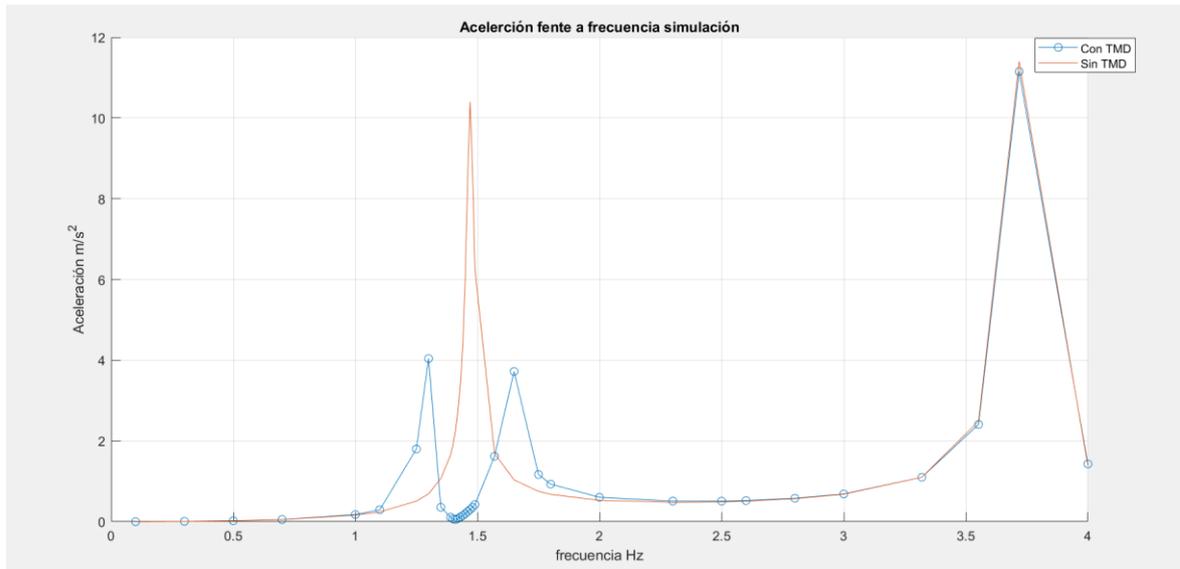


Figura 18. Comparación simulación con y sin TMD

Según el modelo numérico, la reducción de la aceleración para la frecuencia del primer modo es muy significativa, en teoría el TMD cumple con su función de una forma sobresaliente, reduce la respuesta en un 97,12%. Es apreciable la variación de los modos de vibración, la frecuencia de cada modo varía y la aceleración en cada caso es notablemente menor que la del primer modo de la estructura original, excepto en el tercero. Al tratarse de un dispositivo de mitigación de vibraciones pasivo, solo reduce la respuesta para una frecuencia determinada, y algo, pero en mucha menor medida en frecuencias cercanas a las de diseño.

Una vez comprobada su eficacia teórica, se lleva a cabo la fabricación del modelo y la posterior implementación en la estructura.



Figura 19. TMD



Ilustración 8. Modelo físico sobre mesa vibrante con TMD instalado

Una vez instalado se ensaya en la mesa vibrante del laboratorio y se comprueba su eficacia real ante la excitación senoidal a diferentes frecuencias.

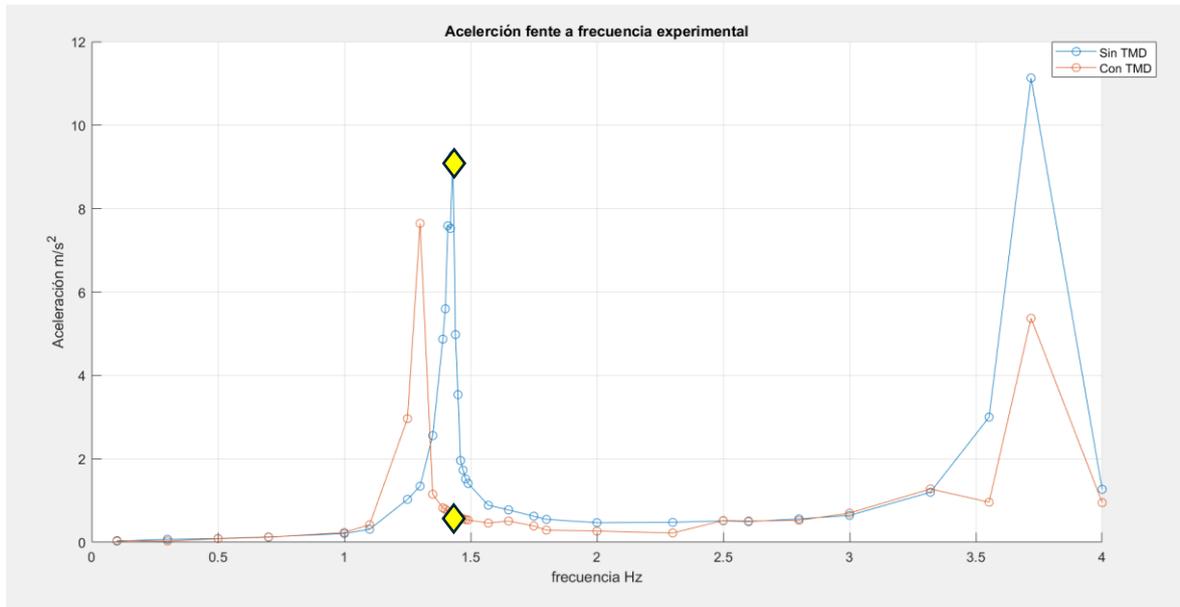


Figura 20. Comparación experimental con y sin TMD

Se puede ver como el TMD cumple de forma muy eficaz su función, reduce la aceleración para la frecuencia deseada, en este caso se reduce un 93%, en consecuencia, la velocidad y el desplazamiento experimentarán también una reducción muy grande.

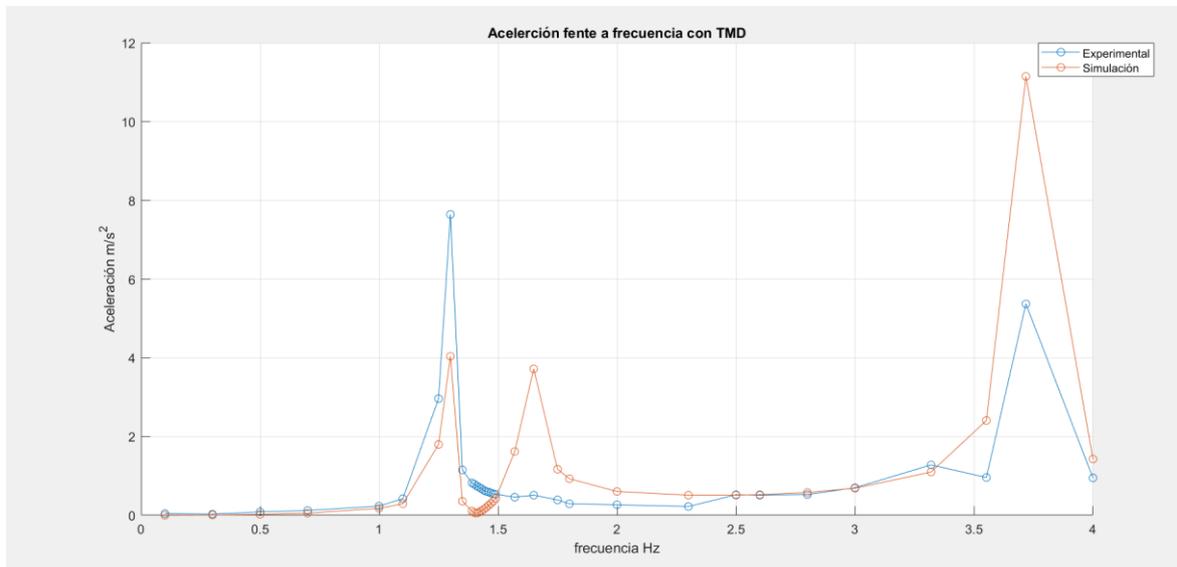


Figura 21. Comparación con TMD experimental y simulación

En comparación con la simulación, es necesario destacar que, a pesar de conseguir una reducción de la aceleración bastante elevada, no se reduce tanto como predice la simulación, lo que tiene sentido pues la realidad es más compleja, el modelo físico no es exactamente igual que el numérico, siempre existen ciertas diferencias inevitables. Por otro lado, el nuevo primer modo de vibración de la estructura, con el TMD incluido, tiene una aceleración bastante más grande que la esperada, prácticamente el doble. Se debe a lo ya comentado anteriormente del Factor de Amplificación Dinámico, la respuesta cuando la estructura entra en resonancia se rige por la siguiente ecuación: $FAD = \frac{1}{2 \cdot \zeta}$, únicamente depende del amortiguamiento, por eso en este caso la respuesta dinámica aumenta tanto, el amortiguamiento es muy bajo. Es verdad que aparentemente la diferencia entre el valor de los picos puede ser demasiado, pero la variación entre un ζ del 0,5% y uno del 1% es grande en valor relativo pero pequeña en absoluto. En cualquier caso, estamos ante un buen resultado pues el factor de amortiguamiento es un parámetro muy difícil de determinar.

Sin embargo, lo más sorprendente de todo es que, para la respuesta experimental de la estructura con el TMD instalado, no se aprecia un segundo modo de vibración para la frecuencia esperada, 1,6236 Hz, ni en frecuencias cercanas. Es verdaderamente sorprendente

pues la estructura resuena para el resto de las frecuencias modales, se puede contemplar en la gráfica que para el primer y el tercer modo de vibración sus picos de aceleración se diferencian claramente de los demás.

Con la intención de comprobar la existencia del segundo modo de vibración se realiza un ensayo de vibración libre con el TMD instalado en la estructura, una vez se obtiene la respuesta de aceleración en función del tiempo se aplica la transformada de Fourier para en que rangos de energía este cada valor de frecuencia, y tratar de distinguir el segundo modo.

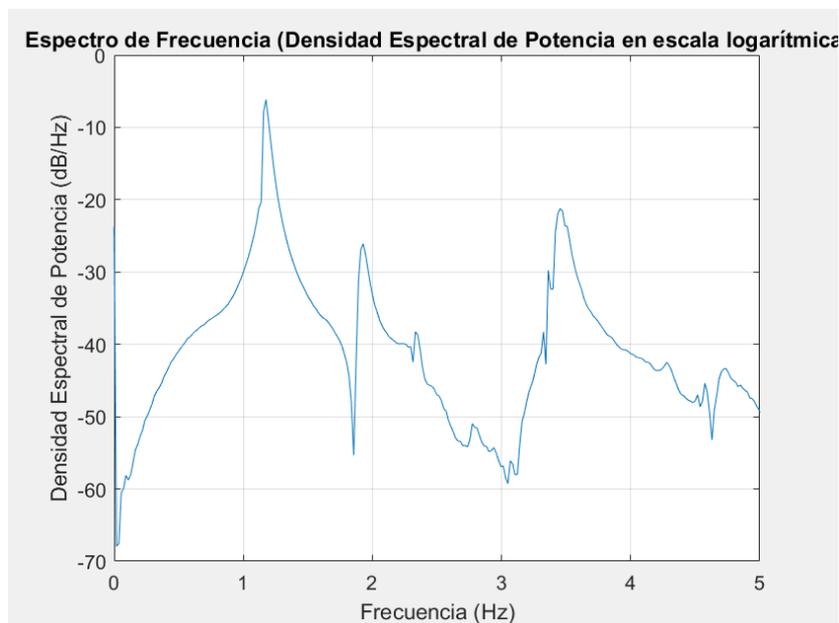


Figura 22. Transformada de Fourier de ensayo de vibración libre con TMD

En la transformada de Fourier se aprecia de forma clara la existencia de los tres modos de vibración, están algo desplazados respecto a las frecuencias teóricas, pero el error en frecuencia es pequeño. Esta gráfica confirma la existencia del segundo modo, aun así, por algún motivo no somos capaces de excitarlo en el barrido de frecuencias.

Por último, se comprueba la eficacia del TMD ante una excitación tipo sismo. La estructura se somete ante una excitación de este tipo, naturalmente el terremoto se adapta a la realidad

de la mesa vibratoria: 1 grado de libertad y máxima amplitud de movimiento de 2cm, en este caso se representa un acelerograma registrado durante el terremoto de Kobe de 1995.

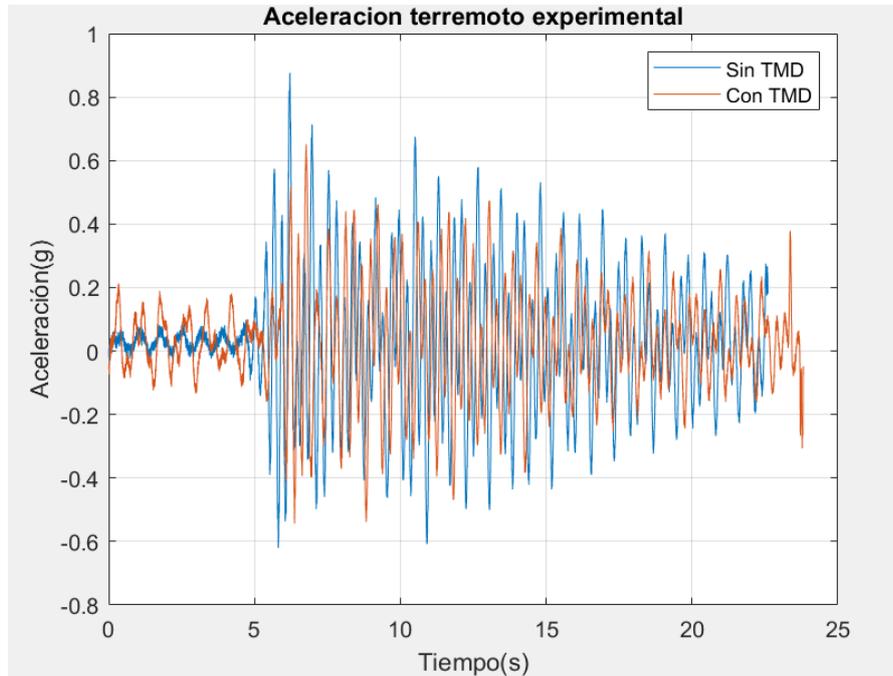


Figura 23. Respuesta con y sin TMD ante terremoto

En la comparativa se ve que la eficacia del dispositivo no es comparable con la vista en ensayos anteriores. Se debe a que los TMD son dispositivos de mitigación de vibraciones pasivos, por tanto, están diseñado para una frecuencia en específico, en este caso 1,47 Hz. Por eso reducirán la aceleración para la frecuencia de diseño y en mucha menor medida para otras frecuencias cercanas. Entonces, es razonable que el TMD en este caso, no sea tan eficaz como en otros ensayos. Aun así, es cierto que la respuesta en general se reduce un poco, sobre todo la respuesta pico. Para obtener una reducción más notable, sería necesario añadir amortiguamiento externo, en este caso por el tipo de TMD y por estar instalado en una estructura con dimensiones relativamente pequeñas, añadir un dispositivo de amortiguamiento es verdaderamente complejo y como se comprobó que para la frecuencia del modo que se desea mitigar del TMD funcionaba bien sin amortiguamiento externo, se optó por dejarlo así.

Una vez se obtiene este resultado, se realiza sobre la medida de aceleración en el segundo grado de libertad la transformada de Fourier. El objetivo es obtener la respuesta en frecuencia para la excitación producida por el terremoto y verificar la excitación del segundo modo para este movimiento de la mesa vibrante.

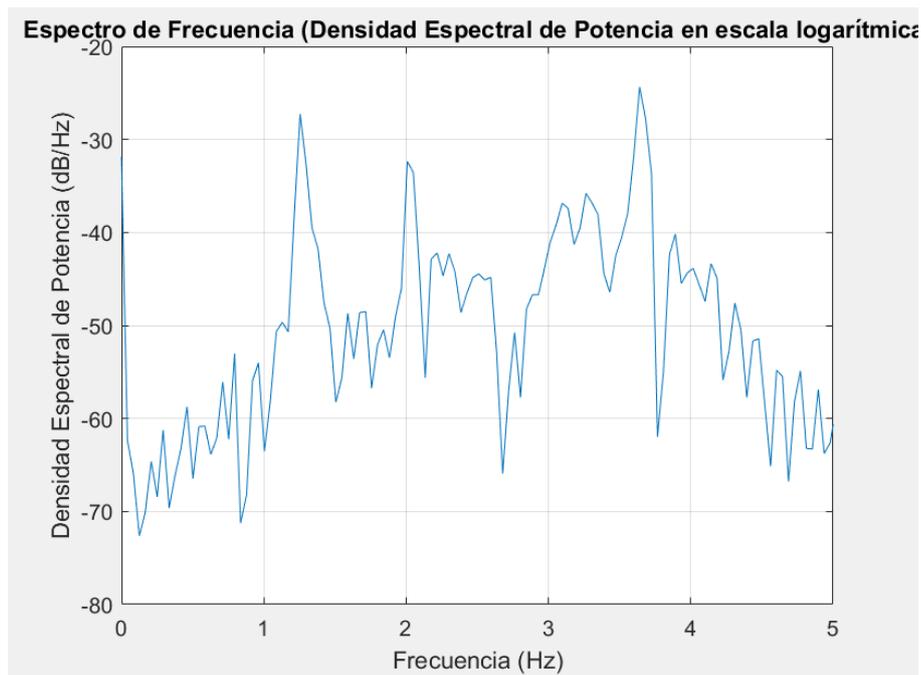


Figura 24. Respuesta en frecuencia. Transformada de Fourier

A primera vista lo más destacable es la presencia de tres picos asociados a los tres modos de vibración. En el caso del primer y tercer modo, se corrobora que la estructura entra en resonancia para los valores de frecuencia previstos aproximadamente. Como en el ensayo de vibración libre realizado anteriormente, sí que aparece el segundo modo de vibración, para una frecuencia similar, 2Hz aproximadamente.

Todo apunta a que, por alguna razón, no se consigue excitar el modo, o que la respuesta del grado de libertad en el que se mide la aceleración es mucho menor de lo previsto. No se tiene una explicación satisfactoria de esta discrepancia.

Capítulo 7. DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN TLCD

7.1 DISEÑO DE UN TLCD Y COMPROBACIÓN DE SU EFICACIA

Los TMDs son los sistemas pasivos de reducción de vibraciones más conocidos y utilizados, sin embargo, existen numerosas alternativas. En el presente proyecto se va a diseñar y a poner a prueba un TLCD, Tuned Liquid Column Damper. En comparación con los TMD tradicionales, los TLCD tienen un coste menor, una instalación más sencilla, requieren menos mantenimiento y no es necesario añadir una masa adicional, se incluye el líquido que puede ser utilizado como suministro de agua. Lo que hay que comprobar es si es capaz de reducir las vibraciones estructurales en igual medida que el TMD.

El TLCD disipa las vibraciones estructurales mediante la acción combinada del movimiento de la masa líquida dentro del tubo, la fuerza restauradora producida por la gravedad actuando sobre el líquido y el efecto de amortiguamiento, que es debido a las pérdidas de carga hidrodinámicas generadas por el fluido dentro del recipiente, en el caso del proyecto en forma de U. En muchas ocasiones se da lugar a una reducción de sección en el interior del conducto dando lugar a un aumento de las pérdidas de carga que se traducen en disipación energética, esto hace las veces de amortiguador. En este trabajo se llevarán a cabo dos TLCDs, uno con y otro sin reducción de sección.

En este caso la fabricación es más compleja que para el dispositivo anterior, es necesario crear un recipiente que contenga el líquido. Implica el corte con sierra continua de las piezas de las dimensiones deseadas, la posterior unión de estas y finalmente una de las labores más

determinantes, sellar el soporte para evitar que existan fugas. Para mantener fijo el dispositivo sobre el segundo grado de libertad se utiliza un velcro.

De nuevo, al añadir el dispositivo se agrega un grado de libertad a la estructura original, en este caso el grado de libertad es el movimiento vertical de la columna de fluido.

Para comenzar a diseñar el dispositivo es fundamental tener en cuenta la siguiente expresión; $w = \sqrt{\frac{2g}{L}}$ [16], se conoce el valor de w , que será el de la frecuencia del primer modo de vibración. Por tanto, el valor de L se obtiene inmediatamente, $L=23\text{cm}$. Este es el parámetro a definir más importante. Determinará la efectividad del TLCD para la frecuencia deseada.

Al ser $w = \sqrt{\frac{2g}{L}}$ la expresión que define el dispositivo, podemos ver que para frecuencias altas el TLCD tendrá una L muy pequeña, haciendo así su fabricación e implementación posterior bastante complejas. Por ejemplo, si se quisiera realizar un TLCD que se encargase de acabar con la resonancia del segundo modo de vibración de la estructura de estudio, debería tener una L de 3,6 cm. Es evidente que el trabajo con dimensiones tan pequeñas complica mucho las cosas.

Con L definido se decide el valor del resto de parámetros del dispositivo, sabiendo que este debe caber perfectamente en el piso superior donde además va también instalado el teléfono móvil utilizado para medir la señal. Por motivos fundamentalmente dimensionales se decide un α de 0,6; $\alpha=B/L$, representa la variación de la longitud horizontal con respecto a la total.

El resto de las medidas se muestran en el plano del ANEXO VI, se han decidido con la intención de añadir la mayor masa posible sobre el segundo grado de libertad porque esto hace que la respuesta se reduzca en mayor medida, pero no debe de ser excesiva por posibles deformaciones de los pilares o fuerzas de inercia internas grandes que podrían complicarlo todo.

Para la simulación del modelo es fundamental decidir el líquido que irá dentro del dispositivo, se ha decidido utilizar agua. Con esto claro se puede redefinir el modelo numérico.

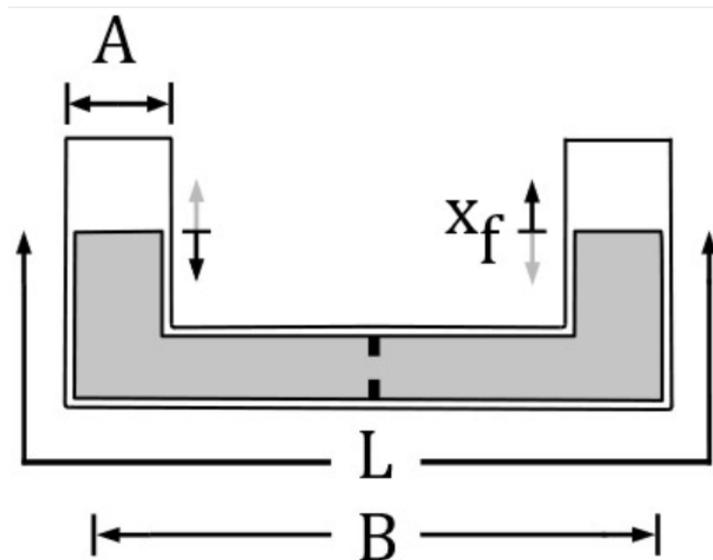


Figura 25. Perfil TLCD [13]

A la matriz de masa hay que añadirle varios elementos, se incluye a continuación como suma de dos matrices para que sea menos confuso. M_f es la masa total de fluido y M_{sop} es la masa del soporte que configura el TLCD.

$$M = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & 0 \\ M_{21} & M_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & M_f + M_{sop} & \alpha M_f \\ 0 & \alpha M_f & M_f \end{bmatrix}$$

En la matriz de rigidez únicamente se añade un término, $K_f = 2 \cdot \rho \cdot A \cdot g$. Siendo A la sección de la columna de agua.

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ 0 & 0 & K_f \end{bmatrix}$$

Un aspecto fundamental y diferencial del TLCD frente al TMD anterior, es que la matriz de amortiguamiento no permanece constante. Depende de la velocidad del líquido en la columna de agua, quedando la matriz de la siguiente manera:

$$C = \begin{bmatrix} C11 & C12 & 0 \\ C21 & C22 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot \zeta \cdot |\dot{x}_f| \end{bmatrix}$$

Cuanto mayor sea la velocidad del fluido dentro del soporte más se amortiguará la estructura. Es importante destacar que el valor de ζ del último término, no es el global de la estructura sino el que tiene lugar debido al movimiento del fluido dentro del soporte.

El amortiguamiento en los TLCD se debe al efecto de las pérdidas de carga que tienen lugar en el dispositivo, fundamentalmente estas pérdidas se incrementan si existe una reducción de sección en el interior del soporte, por tanto, la relación de áreas interiores está directamente relacionado con el amortiguamiento, cuanto menor es la relación de áreas, mayores serán las pérdidas de carga y en consecuencia mayor factor de amortiguamiento. Además, la idea de aumentar la disipación de energía es la principal razón de realizar el soporte con forma de U y esquinas a 90°, para estas formas las pérdidas de carga secundarias son mayores que si las esquinas fueran redondeadas.

En este proyecto se realizará una comparativa entre la eficiencia de un TLCD con reducción de sección interior y un TLCD sin reducción de sección.

Comenzando por el TLCD sin reducción interna de sección, suponemos un valor de seta bajo, $\zeta = 0.096$, con este valor ya queda completamente determinado el modelo numérico. Se puede realizar una simulación en Matlab para comprobar si el dispositivo sirve para reducir la respuesta dinámica, de nuevo medida sobre el segundo grado de libertad.

Es importante comprender que, en este caso, la reducción de vibraciones es debida principalmente a las fuerzas de inercia que surgen del desplazamiento en la sección horizontal del TLCD. Depende poco de la disipación de energía por el movimiento del

fluido. La idea de los diferentes ensayos y simulaciones es comprobar si es suficiente para obtener una buena respuesta de la estructura.

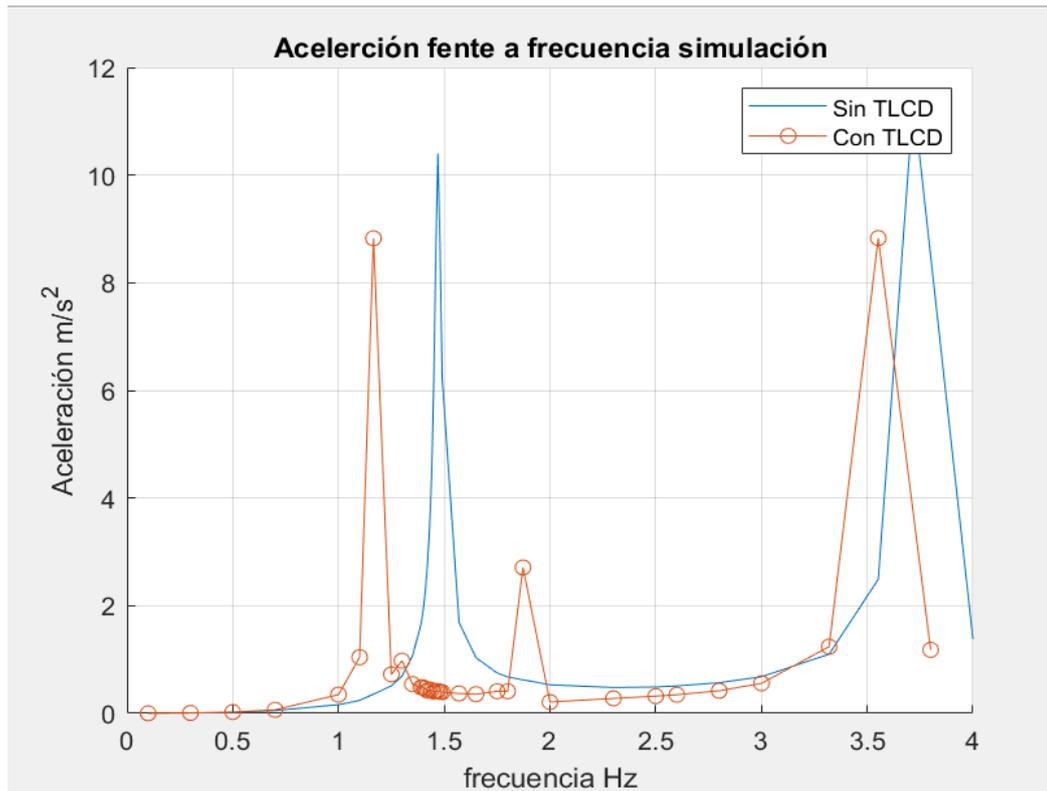


Figura 26. Comparación de simulación con y sin TLCD

Como se puede ver en la gráfica comparativa de la respuesta bajo carga armónica, el TLCD en teoría cumple muy bien su función. Teóricamente reduce la aceleración para la frecuencia del primer modo de vibración un 96%, se trata de una reducción muy buena. Una vez se comprueba su eficiencia teórica se lleva a cabo la fabricación del dispositivo y se realizan los ensayos experimentales.

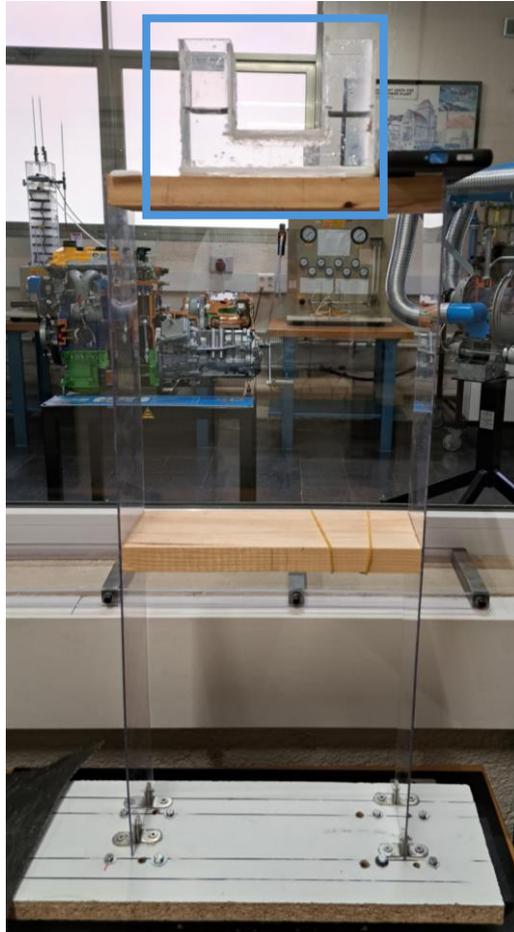


Ilustración 9. *Instalación del TLCD*

A continuación, se demuestra la importancia de la masa a la hora de reducir la respuesta dinámica.

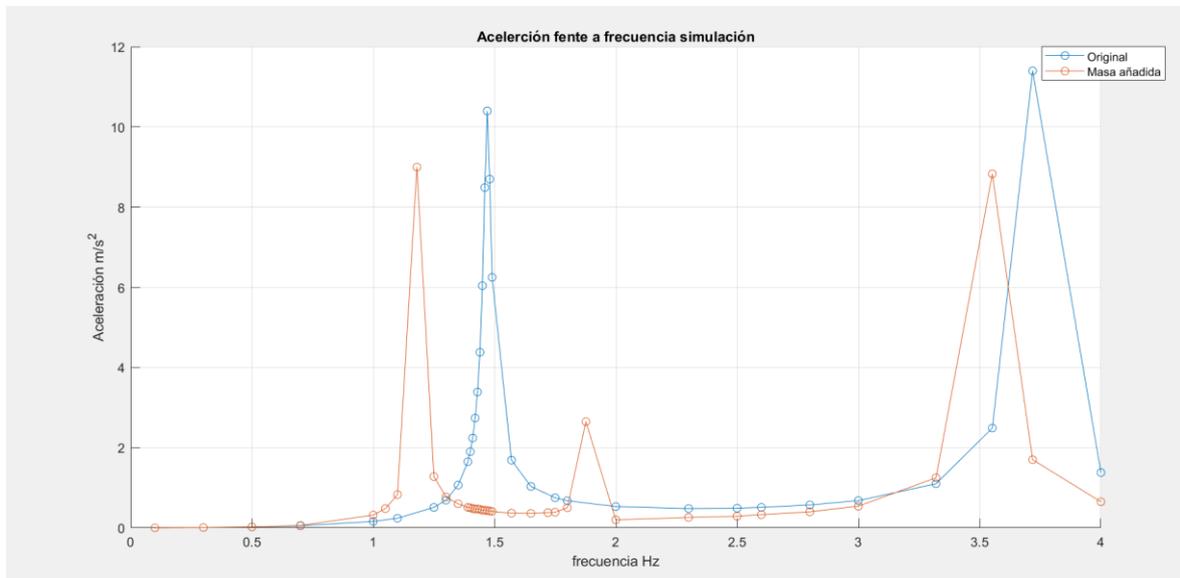


Figura 27. Comparación simulada entre TLCD construido y TLCD con mayor masa

Se ve de forma clara que al aumentar la cantidad de fluido y el tamaño del soporte y por tanto la masa, la respuesta mejora de forma más que notable, siendo esta para este tipo de ensayos el parámetro más importante para reducir la respuesta. Aun así, no se puede añadir toda la masa que se desee, es necesario tener cierto equilibrio, una masa excesiva puede dar lugar a diferentes problemas estructurales.

Se ha realizado un barrido para distintos valores de frecuencia para hacer más visual el efecto que la frecuencia tiene sobre la aceleración del segundo modo de vibración, todos los datos que se exponen a continuación han sido medidos con el acelerómetro del teléfono móvil sobre el segundo grado de libertad.

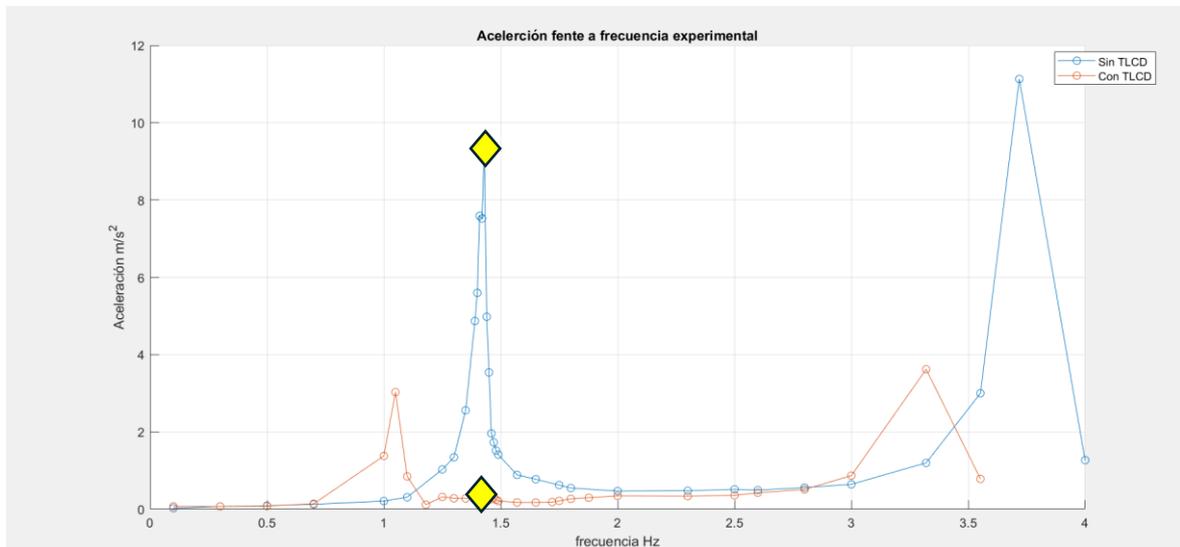


Figura 28. Respuesta dinámica con y sin TLCD instalado

Es claramente visible que el TLCD tiene una gran eficacia para reducir la respuesta dinámica de la estructura. Es una excelente respuesta, reduce la aceleración en un 97% para la frecuencia del primer modo de vibración. Además, a pesar de tratarse de un dispositivo pasivo, que en teoría funciona especialmente para la frecuencia para la que ha sido sintonizado, en este caso la del primer modo, la respuesta del tercer modo de vibración también se ve bastante reducida, en un 93%. Es una buena noticia, quiere decir que, aunque el TLCD no esté perfectamente sintonizado con la frecuencia de excitación, reducirá la respuesta dinámica de forma bastante buena. Es un resultado muy positivo porque las estructuras con el tiempo se deterioran y esto puede traducirse en cambio de las frecuencias naturales o de las de los modos de vibración.

Vuelve a sorprender que, como en el caso del TMD, el segundo modo de vibración a penas se aprecia, no debería ser así. Se abordará esta problemática más adelante.

A continuación, se compara la eficacia simulada del TLCD con la real:

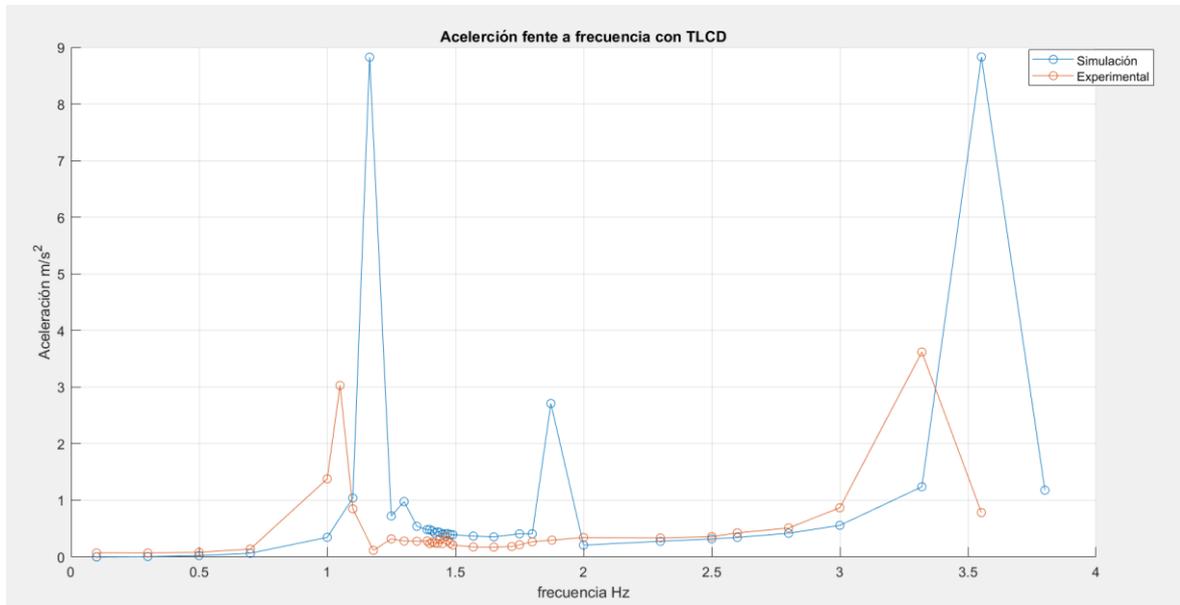


Figura 29. *Respuesta dinámica con TLCD instalado experimental y simulada*

En general son bastante similares cualitativamente, y están prácticamente superpuestas para la mayor parte de frecuencias, las diferencias se encuentran en los valores cercanos a los modos de vibración, teniendo las entradas en resonancia experimentales ligeramente más retrasadas. Las diferencias son del orden del 10% para el modo más bajo y del 7% para el modo más alto. Estas diferencias se deben a que el modelo físico por muy realista que sea es imposible que sea igual al modelo numérico, siempre hay alguna variación, ya sea de masa o de rigidez por la excesiva deformación de los pilares, por ejemplo.

A diferencia de lo obtenido en el resto de los resultados del proyecto, en este caso la reducción de aceleración experimental es ligeramente mayor que la simulada cerca del primer modo, se debe a la complicación de determinar el valor del factor de amortiguamiento. Para la decisión de este parámetro se selecciona un valor coherente, uno bastante bajo pues no hay ninguna reducción de sección que haga las veces de amortiguador. A pesar de no ser exactamente igual, las respuestas son bastante similar por lo que se da la suposición por buena, al igual que el ensayo en general.

El valor del factor de amortiguamiento global es el culpable de la diferencia que hay en los picos de resonancia, para estos casos la respuesta dinámica se rige por $FAD = \frac{1}{2\cdot\zeta}$, depende en exclusiva del amortiguamiento. Es verdad que aparentemente la diferencia ente el valor de los picos puede ser demasiado, pero la variación entre un ζ del 1% y uno del 3%, es grande en valor relativo pero pequeña en absoluto.

Por último, se puso a prueba la eficacia del TLCD ante una perturbación tipo sismo, otra vez se utilizó la señal de aceleración registrada durante el terremoto de Kobe de 1995.

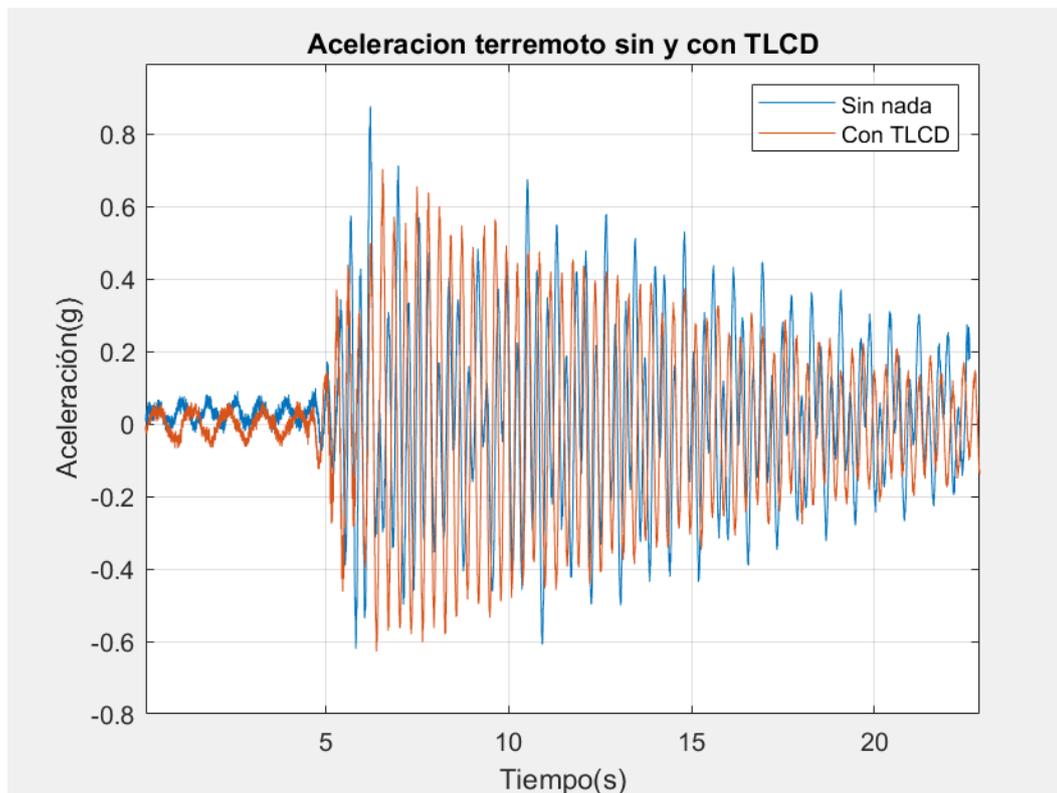


Figura 30. *Respuesta dinámica ante excitación tipo sismo con y sin TLCD instalado*

Ante este tipo de excitación con frecuencia variable, la respuesta dinámica del segundo grado de libertad a penas mejora, incluso se reduce algo menos que en el caso del TMD. Igual que el último caso mencionado, este dispositivo no tiene un amortiguador adicional, tiene las pérdidas de carga del conducto libre, pero el amortiguamiento que estas aportan no es

demasiado. Para reducir la señal en mayor medida será necesario desarrollar un modelo como el que se estudia a continuación.

Para comprobar la existencia del segundo modo de vibración y verificar la frecuencia a la que tiene lugar, se realiza la transformada de Fourier de la señal obtenida al someter la estructura al terremoto.

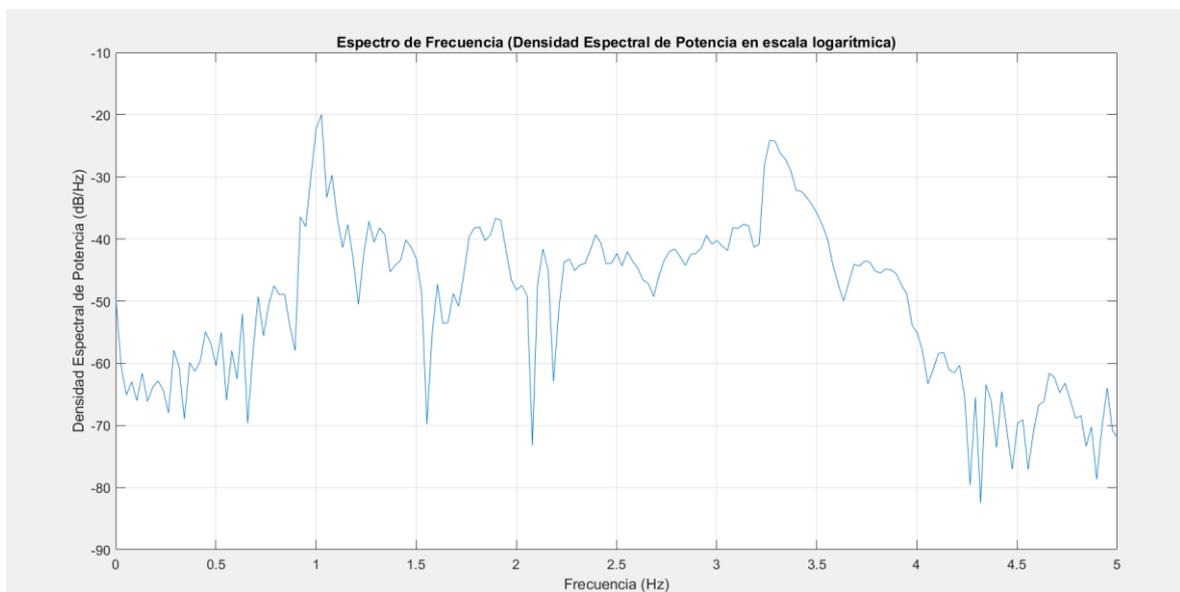


Figura 31. *Transformada de Fourier de estructura ante terremoto con TLCD*

Se comprueba que el primer y el tercer modo de vibración tiene lugar en las frecuencias que se esperaba y también se comprueba la existencia del segundo modo, aunque es cierto que este destaca menos y es más complejo de percibir.

7.2 DISEÑO DE UN TLCD CON REDUCCIÓN DE SECCIÓN Y COMPROBACIÓN DE SU EFICACIA

Siguiendo un proceso muy parecido al que se acaba de explicar se lleva a cabo el diseño y la implementación de un TLCD con reducción de la sección interior. El objetivo de este desarrollo es comprobar como al reducir el área interna de la parte horizontal del dispositivo,

aumenta el amortiguamiento y su influencia sobre la respuesta de la estructura ante diferentes excitaciones.

Para comprobar el aumento de amortiguamiento se realiza una comparativa entre los ensayos de vibración libre, con TLCD con y sin reducción de sección instalado. En el caso del TLCD sin reducción de sección se obtiene $\zeta=1,26\%$ y en el otro la ζ aumenta hasta el 2,05%. Se trata de un aumento grande en relativo, un 60% aproximadamente, pero no tanto en absoluto. Se realiza además otro ensayo de vibración libre para el TLCD con reducción de sección con una excitación inicial más suave, obteniendo un valor de $\zeta=1,68\%$. Este resultado corrobora lo comentado en el apartado 7.1 respecto a la influencia del aumento de velocidad del fluido para el aumento del amortiguamiento de la estructura.

La fabricación del TLCD con reducción de sección es igual que el anterior, se realiza de policarbonato cortándolo con una sierra continua y sellándolo con silicona. Se ha realizado con una masa ligeramente inferior que la del TLCD anterior, pudiendo comparar así que parámetro es más determinante, la masa o el amortiguamiento debido a la disipación de energía del TLCD.

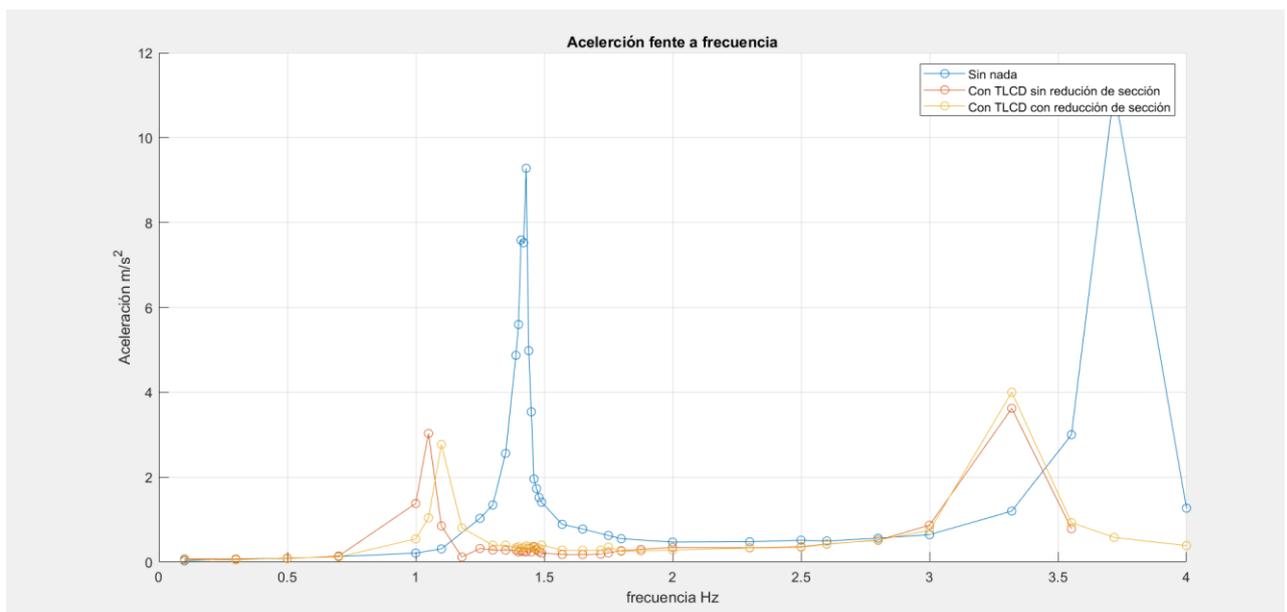


Figura 32. Comparación de eficacia de TLCD con y sin reducción de sección

Ante cargas armónicas de frecuencia constante la respuesta es en general peor para el nuevo TLCD. A pesar de aumentar el amortiguamiento. Esto se debe a que es más significativa y determinante la variación de la masa, aun siendo tan pequeña como en este caso.

Sin embargo, se comprueba una mayor eficacia ante excitaciones de frecuencia variable, el terremoto de Kobe ya ensayado con anterioridad. A continuación, se observa que al haber aumentado la energía que se disipa en el TMD la respuesta mejor de forma notable. En este caso las fuerzas de inercia debidas al desplazamiento en la parte horizontal no son las únicas encargadas de reducir las vibraciones.

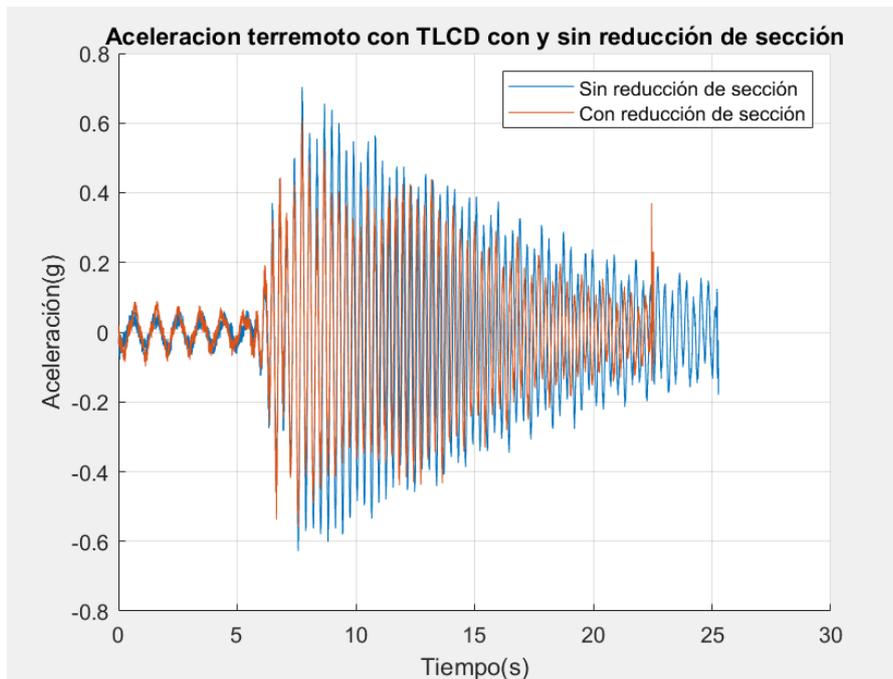


Figura 33. Comparación entre TLCD con y sin reducción de sección ante terremoto

De nuevo, el segundo modo de vibración no aparece claramente al someter la estructura a diferentes frecuencias. Con el objetivo de comprobar su existencia se realiza la transformada de Fourier sobre la respuesta temporal ante la excitación tipo sismo.

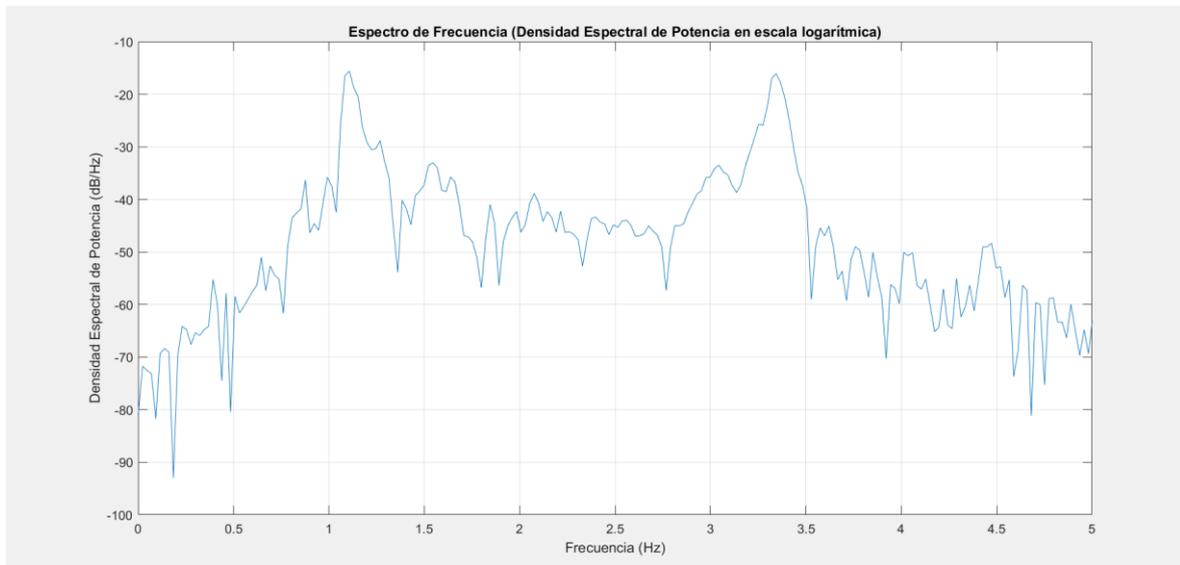


Figura 34. Transformada de Fourier de respuesta ante terremoto

En este caso el segundo modo de vibración es mucho menos perceptible que para los dispositivos anteriores. Tienen una posible explicación:

$\Phi =$

0.4693	-0.2705	1.1802
0.9012	-0.3937	-0.4771
0.4247	2.3297	0.3821

Como se ve, para el segundo modo de vibración, el segundo grado de libertad es cuando menos se mueve, además el movimiento del fluido en el interior del soporte es máximo comparativamente. Esto se traduce en una mucho mayor reducción de energía. Podría explicar que el segundo modo de vibración sea más difícil de excitar.

Capítulo 8. ANÁLISIS DE RESULTADOS

8.1 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA

El primer resultado que sirve de indicador para examinar si el trabajo está siendo adecuado y se va encaminado, es la comparación del ensayo de vibración libre obtenido mediante una simulación hecha en Matlab y lo obtenido de formas experimental.

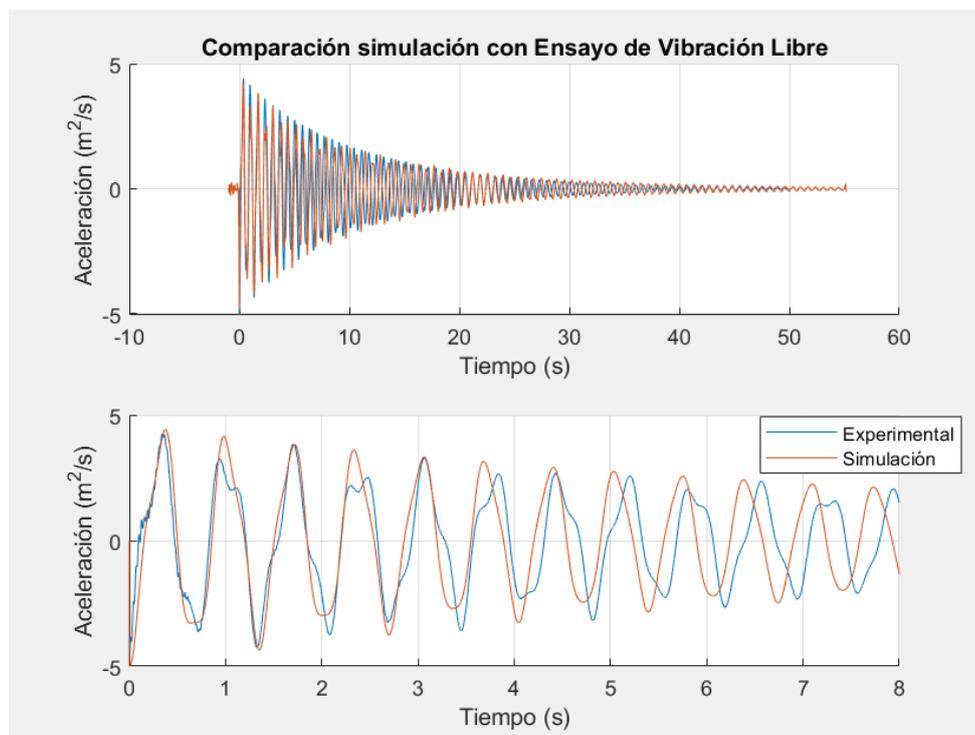


Figura 6. Comparación ensayo de vibración libre experimental y teórico

Se puede ver que ambas gráficas son muy similares tanto en frecuencia como en amplitud a lo largo del tiempo, lo que indica una equivalencia más que razonable entre el modelo numérico y el físico. Nos da a entender que las matrices de masa, rigidez y amortiguamiento teóricas son muy parecidas a las reales, por tanto, la obtención de los deferentes parámetros, como el módulo de elasticidad del policarbonato o el factor de amortiguamiento, es adecuada. No son completamente iguales por ser el modelo una simplificación, y por la

dificultad de reproducir exactamente las masas de cada componente o las longitudes de los pilares. A esto hay que sumarle, además, la incertidumbre del aparato de medida, pero es importante insistir en que, a pesar de esto, el resultado es bastante bueno.

A continuación, se analiza lo obtenido al someter a la estructura a una excitación sinusoidal en la base realizando un barrido para diferentes frecuencias.

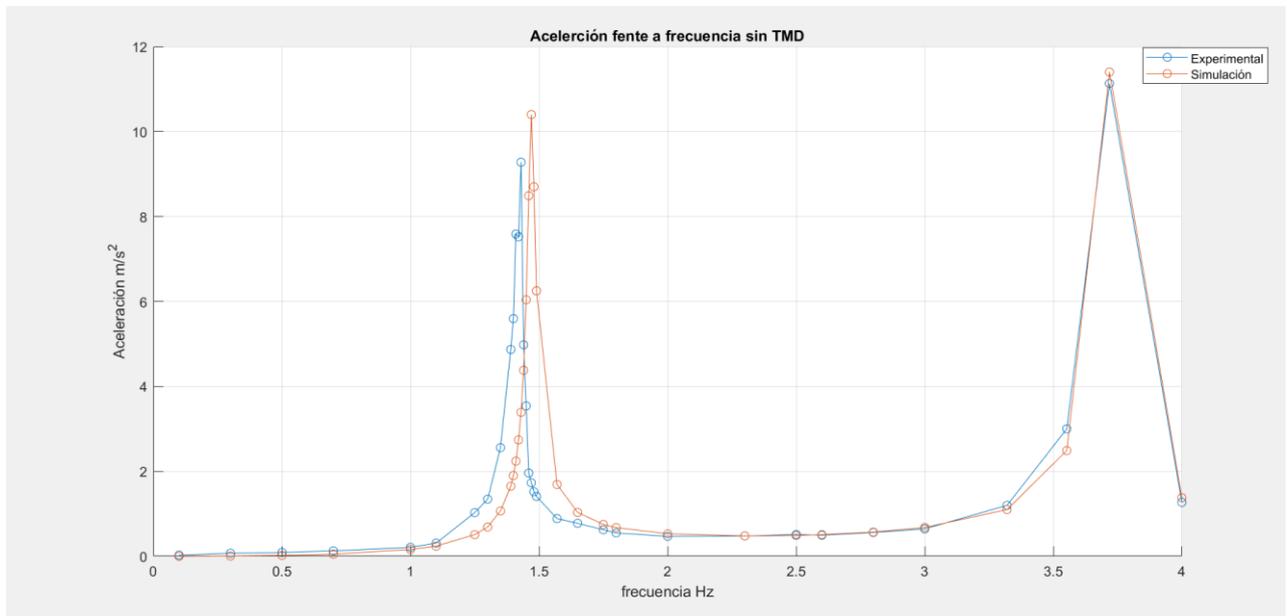


Figura 7. Comparación simulación y modelo sin TMD

Se ha obtenido un buen resultado, para altas y bajas frecuencias las señales están superpuestas, lo que corrobora que el modelo numérico es bastante fiel a la realidad. En el caso de las frecuencias más cercanas a las del primer modo, 1,47 Hz, se puede ver que existe cierto retraso entre ambas señales, la experimental se encuentra 0.04 Hz retrasada. Se trata de un error de tan solo un 3%. Es un buen resultado, el retraso, de nuevo, se puede deber a alguna ligera variación en la longitud de los pilares o en la masa de los grados de libertad, añadiendo el factor de incertidumbre del acelerómetro.

Para valores de frecuencia más altos, los cercanos a la frecuencia del segundo modo de vibración las señales son prácticamente iguales.

8.2 DISEÑO DEL TMD

Una vez se instala el primer dispositivo de mitigación de vibraciones pasivo, el TMD, lo primero y más importante que se debe analizar es la eficacia que tiene para la reducción de la respuesta dinámica en el segundo grado de libertad para la frecuencia de diseño, 1,47 Hz. La gráfica que sigue presenta valores experimentales

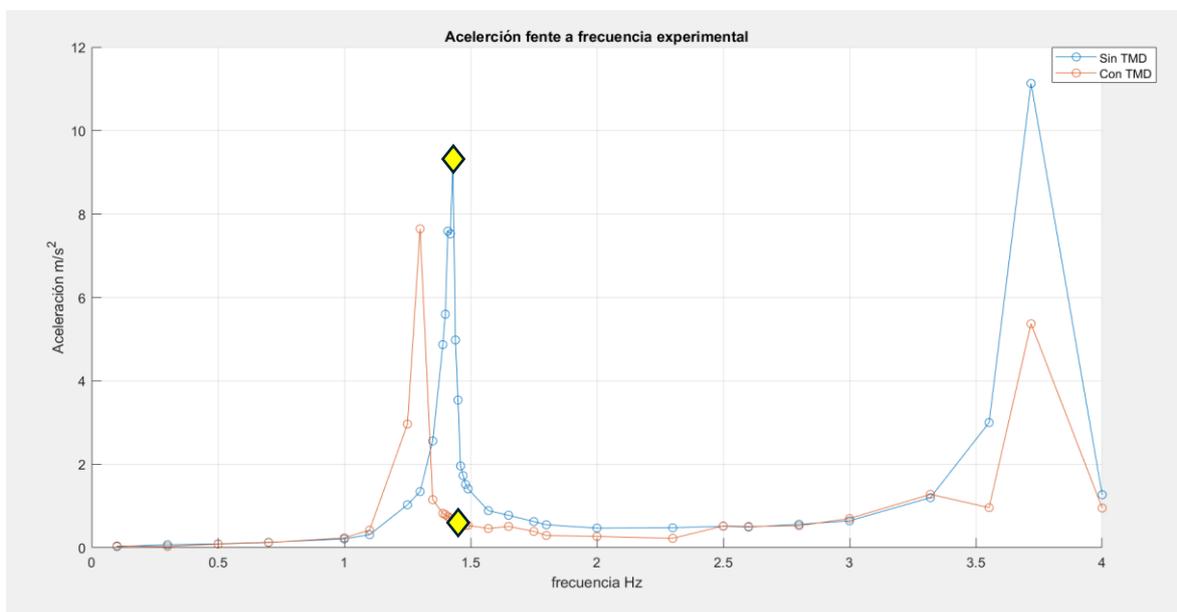


Figura 20. Comparación experimental con y sin TMD

El TMD cumple su función: reduce de manera muy notable el pico de aceleración para la frecuencia del primer modo de vibración, un 93%, es un resultado excelente. Como se esperaba por las características de estos dispositivos, la respuesta dinámica solo se ve significativamente reducida para la frecuencia mencionada, para el resto o no reduce nada o para las cercanas a la del primer modo.

Como se esperaba, al añadir el TMD los modos de vibración deben cambiar, como aparece representado en la gráfica, el nuevo primer modo tiene lugar para una frecuencia de 1,27 Hz. En cambio, el segundo modo a penas se diferencia, aunque sí se ha podido confirmar su existencia aplicando la transformada de Fourier para los resultados obtenidos ante una un ensayo de vibración libre.

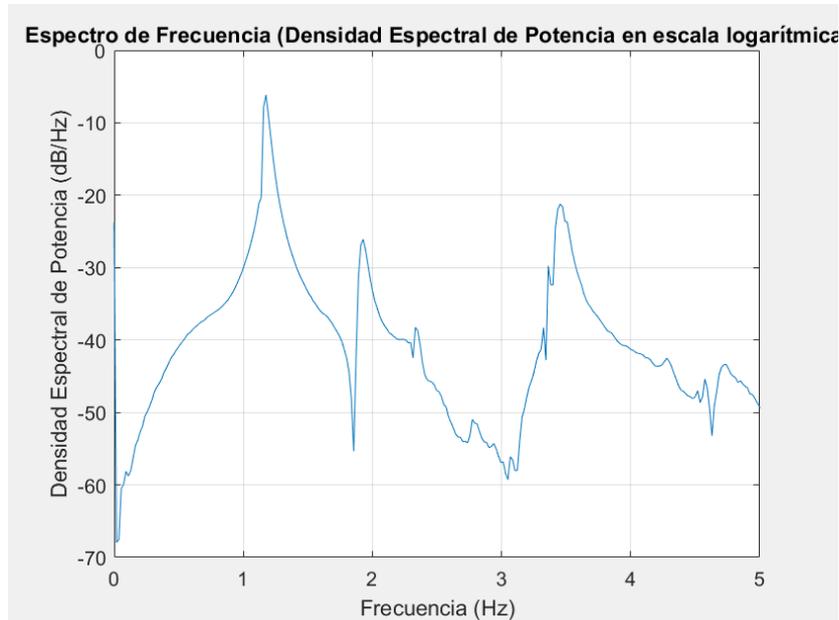


Figura 22. Transformada de Fourier de ensayo de vibración libre con TMD

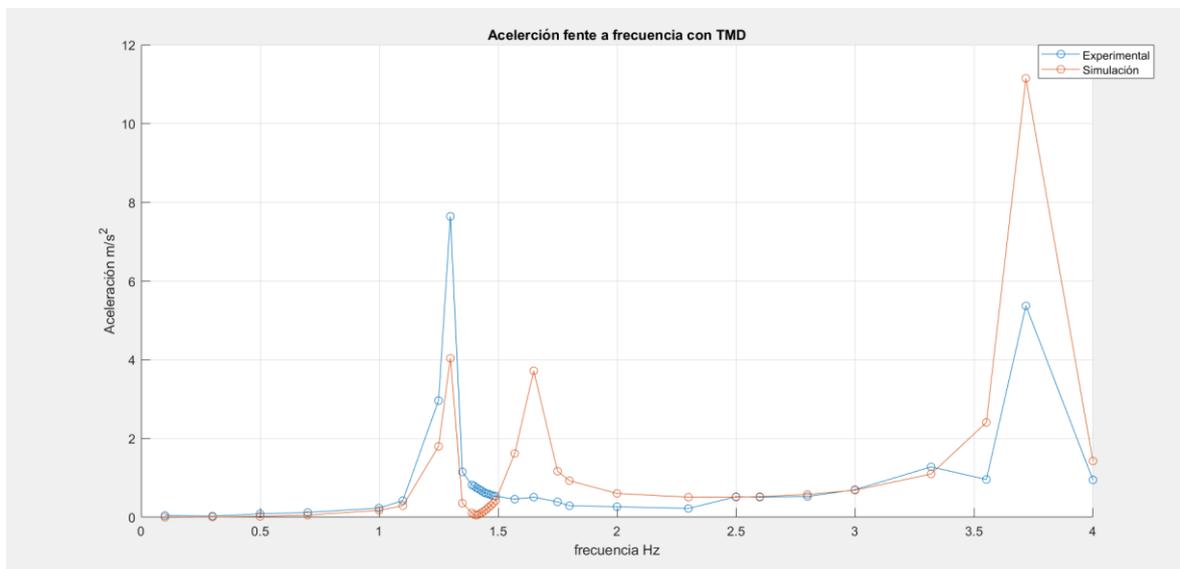


Figura 18. Comparación simulación con y sin TMD

De nuevo la comparación de lo obtenido en la simulación y lo medido en los ensayos experimentales son bastantes similares en rasgos generales. Los picos de respuesta asociados al primer y segundo modo se predicen bien en frecuencia, aunque no tan bien en amplitud.

En este caso se manifiesta de manera clara lo difícil que es encontrar el segundo nuevo modo de vibración. Además, se constata un desfase, pasa de 1,623 Hz teóricos a 2 Hz en la experimentación (medición a partir de la Transformada de Fourier).

El valor de ζ es el culpable de la diferencia que hay en los picos de resonancia, para estos casos la respuesta dinámica se rige por $FAD = \frac{1}{2 \cdot \zeta}$, depende en exclusiva del amortiguamiento. Es verdad que aparentemente la diferencia ente el valor de los picos puede parecer grande, pero se explica por la variación entre un ζ del 0,5% y uno del 1%, la diferencia es grande en valor relativo pero pequeña en absoluto.

El siguiente ensayo fue someter la estructura con TMD ante una excitación de tipo sismo.

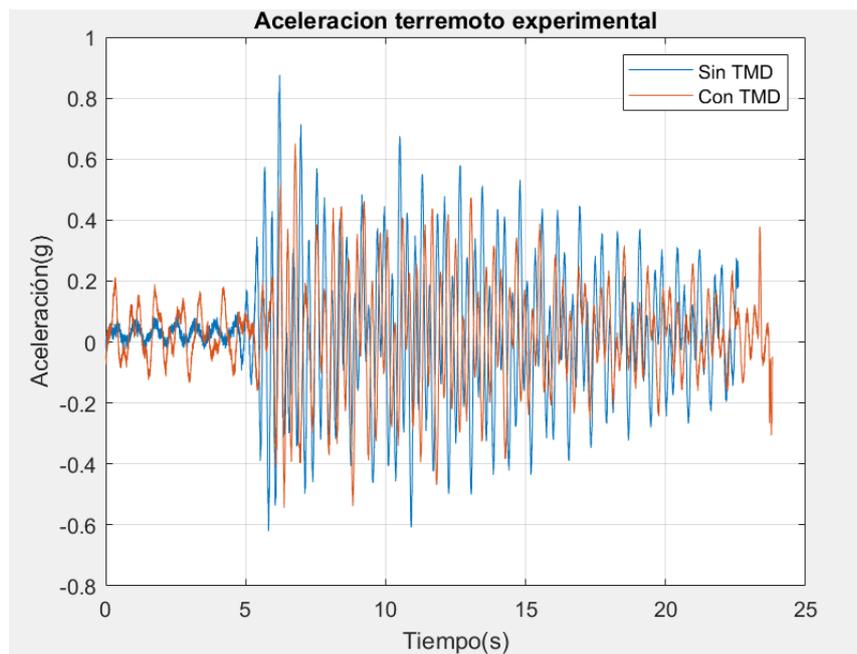


Figura 23. Respuesta con y sin TMD ante terremoto

Para este ensayo el TMD no es tan efectivo como para los anteriores en los que la excitación de la base era con una amplitud y frecuencia fijas. Al no dejar tiempo para que la señal se estabilice y el TMD pueda aportar su verdadera utilidad, que según lo visto en anteriores experimentos es alrededor de 60 segundos, la reducción de la respuesta no es tan buena. Es

cierto que a nivel global reduce un poco la respuesta, pero en mucho menor cantidad si se compara con lo obtenido para los otros experimentos bajo carga armónica.

Es el resultado esperado, se trata de un dispositivo pasivo diseñado para una frecuencia concreta, por tanto, la variación continua de este parámetro no permite un buen funcionamiento. La opción más adecuada para aumentar su eficacia reduciendo las vibraciones hubiera sido añadir un amortiguamiento externo lo que sí que habría reducido la señal de manera bastante significativa, el problema es que, para las dimensiones y características de la estructura de estudio, esta es una labor muy compleja.

8.3 DISEÑO DEL TLCD SIN REDUCCIÓN DE SECCIÓN

Continuando con el orden que se ha seguido durante el trabajo, se aborda la eficiencia del TLCD sin reducción de sección interior ante una respuesta armónica variando las frecuencias.

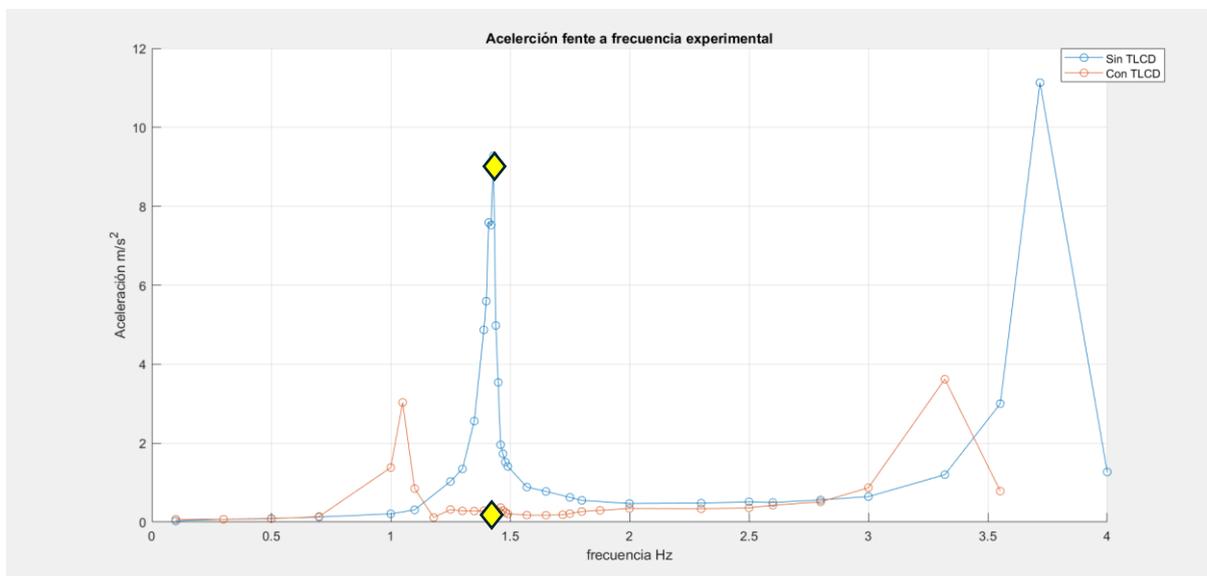


Figura 28. Respuesta dinámica con y sin TLCD instalado

El TLCD cumple de manera muy eficaz su función, reduce la respuesta para la primera frecuencia de vibración en un 96%. Al igual que en el caso del TMD, se trata de un

dispositivo de reducción de vibraciones pasivos por lo que, en teoría, es fundamentalmente eficaz para la frecuencia de diseño. En general la respuesta global para todo el espectro de frecuencias es mejor que sin el dispositivo instalado, de hecho, a pesar de ser un sistema pasivo, la respuesta del tercer modo de vibración se reduce en un 93% lo que es un muy buen resultado. Demuestra que no es necesario que el TLCD esté perfectamente sintonizado para reducir la respuesta de una buena forma.

Además, es importante recalcar que no es necesario aportar un gran amortiguamiento para obtener una buena reducción de la respuesta dinámica de la estructura. La acción de las fuerzas de inercia debidas al desplazamiento horizontal dentro del soporte es suficiente para reducir la respuesta dinámica debida a cargas armónicas.

A diferencia de todos los ensayos anteriores, es curioso que en este caso la respuesta experimental sea ligeramente mejor que la numérica, se debe a la dificultad de determinar el valor del factor de amortiguamiento del fluido. A pesar de eso, al tener respuestas bastante similares el valor escogido se da por válido.

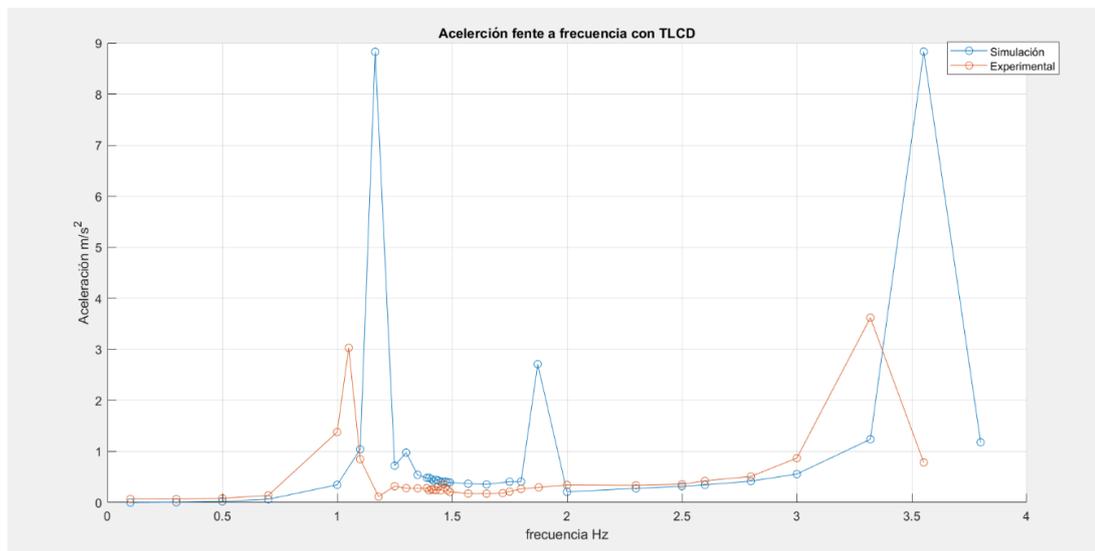


Figura 29. Respuesta dinámica con TLCD instalado experimental y simulada

Contrariamente a lo que sucedía en el caso del TMD, en el TLCD el valor de la aceleración cuando la estructura entra en resonancia es mucho mayor en la respuesta numérica simulada

que en la experimental. Además de nuevo, existe cierto desfase entre los picos de cuando la estructura entra en resonancia, aunque este es limitado (10% en frecuencia para el primer modo y 7% para el segundo). Es cierto que, para el resto de las frecuencias, el comportamiento de las gráficas es muy similar. Por lo que se puede afirmar que el modelo numérico predice de forma adecuada el comportamiento de la estructura en este caso.

Igual que en el caso del TMD la variación de la aceleración pico cuando la estructura entra en resonancia depende exclusivamente del valor del factor de amortiguamiento, por lo que esta diferencia de aceleración pico es debida a una variación relativa grande pero pequeña en absoluto.

Como en el caso del TMD, se ha puesto a prueba su utilidad ante una excitación tipo sismo.

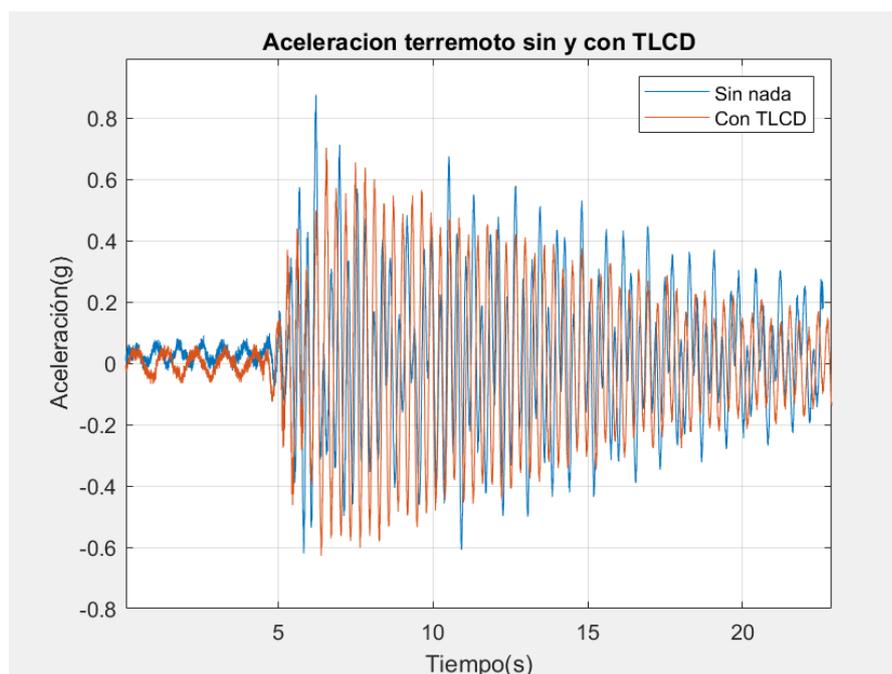


Figura 30. Respuesta dinámica ante excitación tipo sismo con y sin TLCD instalado

La respuesta no mejora especialmente, hay cierta reducción del valor pico, pero nada exagerado, no se pueda tomar como un gran resultado. El problema es el mismo que en el caso del TMD, se trata de un dispositivo de vibración pasivo que se diseña para la reducción

de la respuesta dinámica para la frecuencia de vibración del primer modo. Por eso no es de gran utilidad cuando se somete la estructura a una excitación de frecuencia variable.

Además, al realizar los ensayos de carga armónica a diferentes frecuencias el nuevo segundo modo de vibración no aparece, por tanto, se realiza la transformada de Fourier sobre la historia temporal del terremoto con la idea de comprobar la distribución energética en función de la frecuencia.

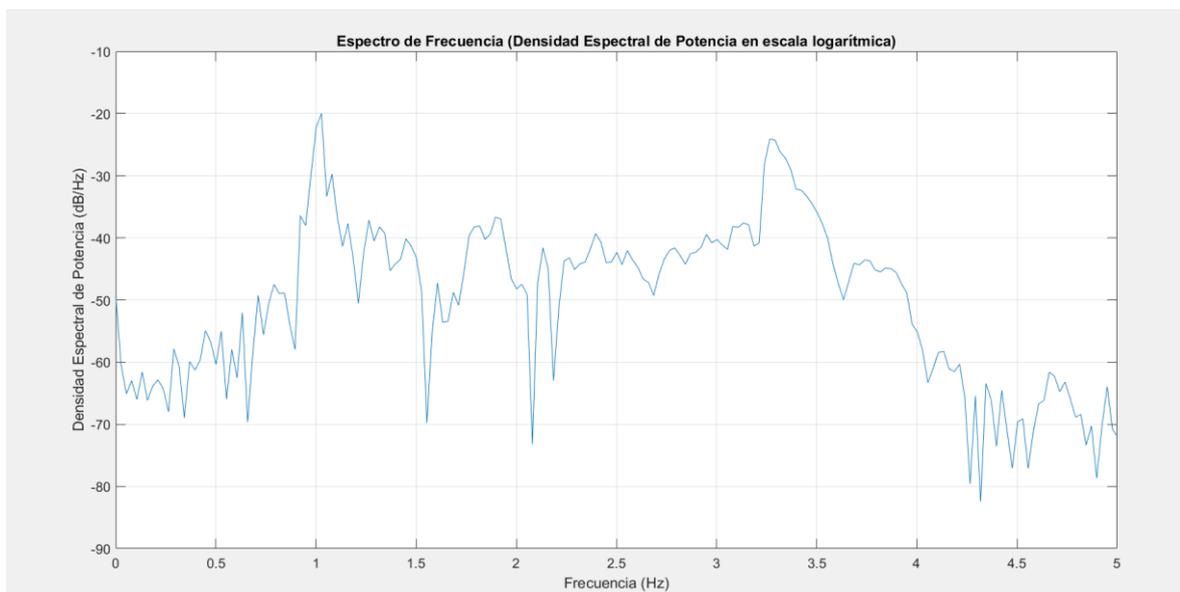


Figura 31. Transformada de Fourier de estructura ante terremoto con TLCD

Se comprueba que el primer y el tercer modo de vibración tiene lugar en las frecuencias que se esperaba y también se comprueba la existencia del segundo modo, aunque es cierto que este destaca menos y es más complejo de percibir.

8.4 DISEÑO DEL TLCD CON REDUCCIÓN DE SECCIÓN

Al reducir la sección interior del soporte del TMD el amortiguamiento de la estructura aumenta. Tras realizar dos ensayos de vibración libre con TLCD sin y con reducción de sección se obtiene un aumento de factor de amortiguamiento del 1,26% al 2,05%. Por tanto, la reducción cumple el papel que se esperaba.

El TLCD con reducción de sección se ha diseñado con una masa menor que la del anterior TLCD.

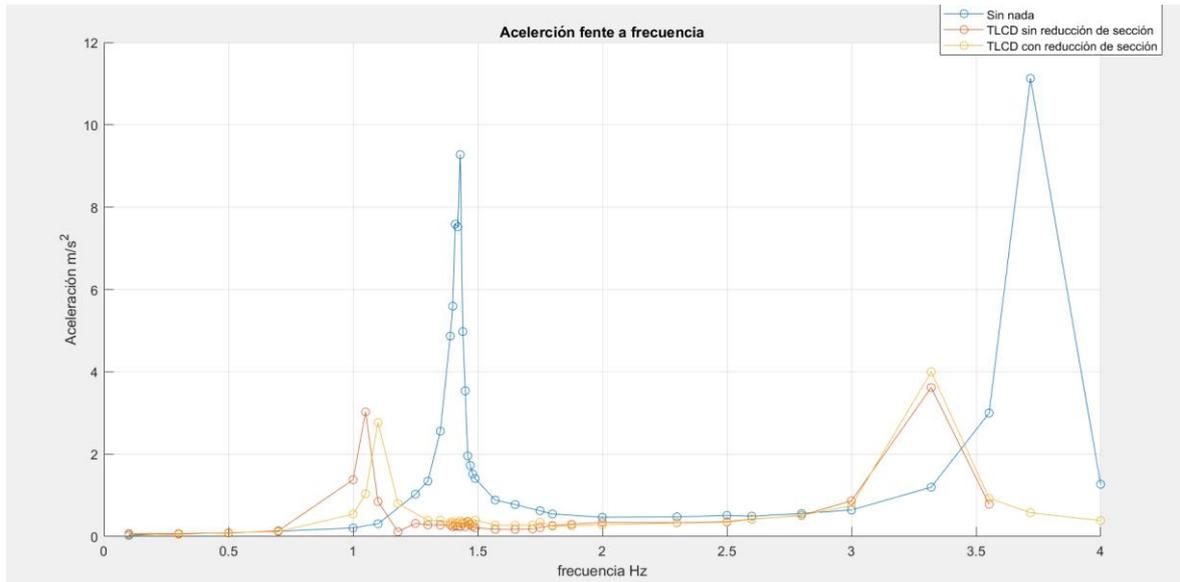


Figura 32. Comparación de eficacia de TLCD con y sin reducción de sección

Así se ha comprobado que, para la reducción de la respuesta dinámica de la estructura, es más determinante la masa del dispositivo que el amortiguamiento que puede aportar la disipación de energía por reducir el área del conducto horizontal.

Ante una excitación tipo sismo, el factor de amortiguamiento sí que aumenta de forma considerable. La mejora de la respuesta no es exagerada, pero sí considerablemente notable.

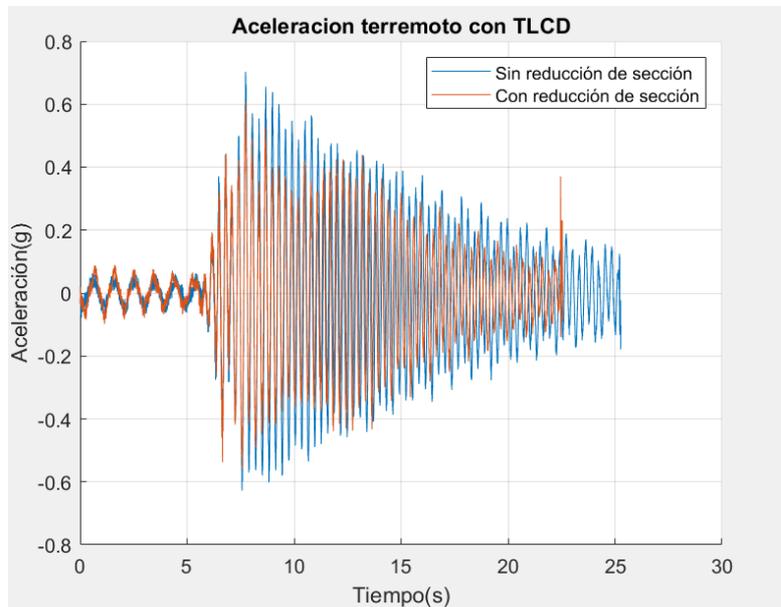


Figura 33. Comparación entre TLCD con y sin reducción de sección ante terremoto

Como el segundo modo sigue sin aparecer, se realiza la transformada de Fourier sobre la respuesta del terremoto.

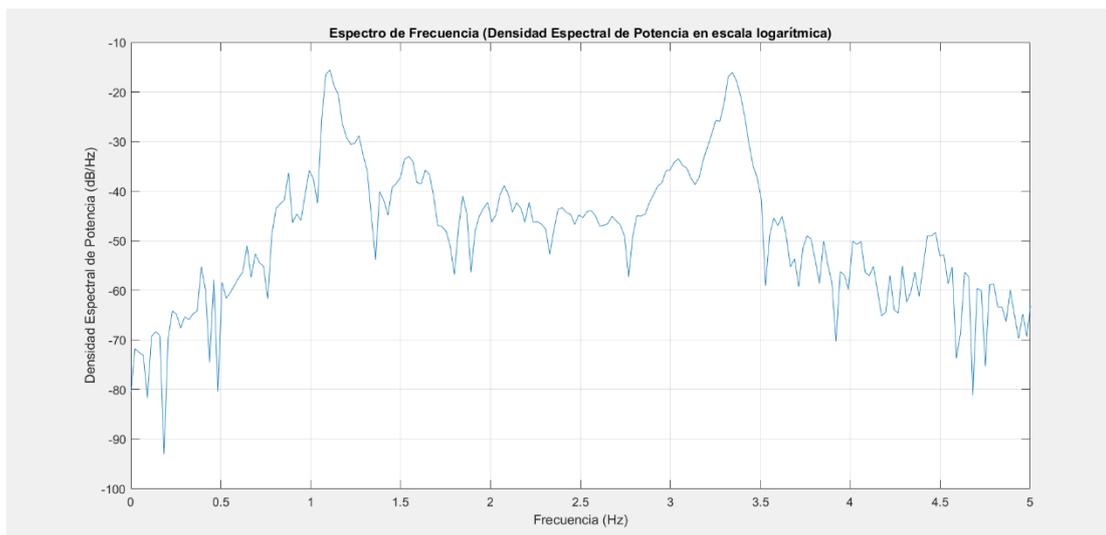


Figura 34. Transformada de Fourier de respuesta ante terremoto

Se comprueba la existencia del segundo modo de vibración, pero es verdad que en este caso la respuesta para este modo se percibe mucho menos que las otras dos. Se debe a que en el

segundo modo es cuando menos se mueve el segundo grado de libertad de la estructura, donde se realizan las medidas, y cuando más movimiento de fluido existe en el interior del soporte, lo que da lugar a una mayor disipación de energía.

Capítulo 9. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Primero de todo, es fundamental destacar la dificultad de representar de manera perfecta en la realidad lo que se ha desarrollado previamente en de manera numérica. Por muy pequeños que sean las variaciones afectan de forma significativa en el modelo, por ejemplo, los recurrentes desfases que se han encontrado a la hora de comparar las respuestas simuladas y las ensayadas en el laboratorio. En general, estas diferencias son las que explican la mayoría de las dificultades o dudas encontradas durante el proyecto. A pesar de todo, la similitud entre el modelo numérico y el físico es muy buena, el porcentaje de error en general es muy pequeño.

Es destacable la importancia de no someter a la estructura a grandes deformaciones pues se pierde la linealidad y cualquier predicción realizada a nivel numérico es inútil y no representativa, como ha sucedido al realizar los ensayos estáticos sobre la estructura.

La conclusión principal es la innegable utilidad y eficacia de los sistemas de mitigación de vibraciones para cargas armónicas, en el caso del proyecto reduciendo la respuesta del primer modo de vibración en un 93-96% en cada caso, lo que es un gran resultado. Es importante destacar la eficiencia de los dispositivos de disminución de vibraciones pasivos ante cargas armónica sin la necesidad de añadir un elemento de amortiguamiento adicional, es decir que el efecto debido a las fuerzas de inercia ya sea del péndulo o del movimiento del fluido horizontal dentro del soporte del TLCD es suficiente para reducir la respuesta dinámica de muy buena forma, siempre y cuando se deje el tiempo necesario para que entre el régimen permanente.

Otro aspecto muy interesante es la eficiencia del TLCD para frecuencias que no son las de diseño. Es de gran utilidad a pesar de no estar perfectamente sintonizado, por ejemplo, reduce la respuesta para la frecuencia del tercer modo en un 93%. Es una gran noticia pues las estructuras, con el tiempo, se deterioran pudiendo presentar cambios en las frecuencias de los diferentes modos.

Tanto para el caso del TMD como para el del TLCD lo que más influye para reducir la respuesta ante una carga armónica es la masa del dispositivo en cuestión, por tanto, es evidente que se procurará añadir la máxima masa posible a la estructura. El problema es que no se puede añadir masa de forma indiscriminada, hay que tener cuidado, una masa excesiva puede dar lugar a una deformación de los pilares muy grande o elevadas fuerzas internas hacer peligrar la estructura.

Este tipo de dispositivos pasivos no tienen una eficacia tan buena ante excitaciones de frecuencia variable como la señal del terremoto de Kobe de 1995 ensayada en el proyecto. Esta falta de eficacia se debe a la ausencia de un amortiguador adicional, si la implementación de este en el caso del TMD hubiese sido asequible la respuesta dinámica ante el terremoto hubiese sido bastante mejor. Como sucede en el caso del TLCD al incluir una reducción de sección, aumentando la energía disipada, la respuesta mejora con creces.

El aspecto más sorprendente es la mala manifestación que recurrentemente ha habido del segundo modo de vibración con los dispositivos instalados. El modelo numérico predice bien los tres modos de vibración y al realizar la transformada de Fourier sobre señales de frecuencia variable el segundo modo se distingue de forma clara. En cambio, al someter el modelo real a una excitación armónica a la frecuencia de resonancia, no se consigue observar un pico en la respuesta. No se ha conseguido encontrar una respuesta razonable para esta discrepancia.

El amortiguamiento ha sido el parámetro menos predecible y más sorprendente, siendo este uno de los más fundamentales para hacer coincidir el modelo físico con su gemelo digital. Ha tenido especial importancia ante las excitaciones de frecuencia variable, sin un valor alto de este, es muy complicado obtener una buena respuesta. El caso del TLCD se ha subestimado su valor, por eso la respuesta experimental es mejor que la obtenida numéricamente. Los problemas a la hora de determinar este parámetro se perciben especialmente en las entradas en resonancia en gráficas que comparan experimentos y simulaciones. En estos momentos la respuesta dinámica depende únicamente del factor de amortiguamiento.

Para acabar, es conveniente destacar que este proyecto sirve como punto de partida para la realización de numerosos trabajos futuros. Siguiendo el enfoque de trabajo en laboratorio, se puede estudiar más en profundidad el tema del amortiguamiento, desarrollar nuevos sistemas de mitigación de vibraciones, salir de los pasivos y estudiar los semiactivos o activos. Otra opción es el estudio de casos más realistas, estructuras de mayor tamaño y más complejas con la utilización de mesas de vibración de un mayor número de grados de libertad. Todas estas ideas, requieren un conocimiento mayor y un superior desarrollo, pero la base de todo es lo estudiado en el proyecto que aquí finaliza. Es un perfecto punto de partida para desarrollos futuros sin importar cual sea su dificultad.

Capítulo 10. BIBLIOGRAFÍA

- [9] Barros, Rui & Sousa, Catarina. (2017). Pendulum TMD's in Building Vibration Control. 10.1007/978-3-319-43671-5_47.
- [10] Bekdas, G., & Nigdeli, S. M. (2018). Mass Ratio Factor on Optimum TMD Design in Frequency Domain. *International Journal Of Theoretical And Applied Mechanics*, 03. <https://www.iaras.org/iaras/home/caijtam/mass-ratio-factor-on-optimum-tmd-design-in-frequency-domain>
- [11] Di Matteo, A., Iacono, F. L., Navarra, G., & Pirrotta, A. (2014). Direct evaluation of the equivalent linear damping for TLCD systems in random vibration for pre-design purposes. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 63, 19-30. Herrero Alcántara, T.
- [12] Equipo de productos de Quanser. (Sin fecha). Shake-table I-40. Quanser <https://www.quanser.com/products/shake-table-40/>
- [13] Mendes, Mauricio & Borchardt Ghedini, Lucas & Batista, Rafael & Pedroso, Lineu & Pedroso,. (2023). A study of TLCD parameters for structural vibration mitigation. *Latin American Journal of Solids and Structures*. 20. 475-477. 10.1590/1679-78257412.
- [14] Méndez, César A. & Castellón, Giovanni & Campos Perez, Yamill & Chagoyen, Ernesto & Machado, Angel. (2021). Determinación de los parámetros dinámicos de un TMD y diseño de sus principales componentes (Determination of the dynamic parameters of a TMD and design of its main components).
- [15] Proyectos D'Huy ENgineering. (Sin fecha). Comcast Center-Tuned Liquid Column Damper <https://www.dhuy.com/comcast-center-tuned-liquid-column-damper>
- [16] RAO, S.S. (2012). *Vibraciones Mecánicas* (R., Navarro Salas, 5ª Edición). Pearson.
- [17] Sakai, F. (1989). Tuned liquid column damper-new type device for suppression of building vibration.
- [18] Salvi, J., & Rizzi, E. (2017). Optimum earthquake-tuned TMDs: Seismic performance and new design concept of balance of split effective modal masses. *Soil Dynamics And Earthquake Engineering*, 101, 67-80. <https://doi.org/10.1016/j.soildyn.2017.05.029>

-
- [19] Sanchez, C. C., De Sebastián Sanz, J., Diaz, I. M., Mendez, A. P., & Iban, A. L. (2011). CONTROL DE VIBRACIONES EN PASARELAS PEATONALES. *Dyna*, 86(3), 318-327. <https://doi.org/10.6036/4051>
- [20] Simón, G. E., Guadalupe, V., Dariusz, S., Jorge, B., & Claudia, C. (2013). Identificación de modos cercanos de vibración de una estructura cuasi-axisimétrica: estudio complementario. *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, 14(2), 207-222. [https://doi.org/10.1016/s1405-7743\(13\)72237-6](https://doi.org/10.1016/s1405-7743(13)72237-6)
- [21] Simón, G. E., Guadalupe, V., Dariusz, S., Jorge, B., & Claudia, C. (2013). Identificación de modos cercanos de vibración de una estructura cuasi-axisimétrica: estudio complementario. *Ingeniería, Investigación y Tecnología*, 14(2), 207-222. [https://doi.org/10.1016/s1405-7743\(13\)72237-6](https://doi.org/10.1016/s1405-7743(13)72237-6)

Capítulo 11. ANEXO I

Simulación dinámica de la estructura ante excitación senoidal sin dispositivo de reducción de vibraciones instalado

```
% Simulación primer modo 1,47Hz
clc
clear all
close all
tspan = [0 80];
x0 = [0;0;0;0];

L1=0.28; %Longitud de pilaress inferiores
L2=0.3; %Longitud pilares superiores
m1=0.5;
m2=0.5;
M1=[m1 0 ; 0 m2];
M2=(0.13/(420*0.6))*[ 2*156*L1+2*156*L2 2*54*L2; 2*54*L2 2*156*L2];
M=M1+M2; % Matriz de masa final
b=0.09; % Profundidad estructura
e=0.002; % Espesor policarbonato
I=(b)*(e^3)/12;
E=2.08e9 %policarbonato
EI=E*I;
% Rigidez
K11=(12*EI/(L1^3))*2+(12*EI/(L2^3))*2;
K12=-(12*EI/(L2^3))*2;
K21=K12;
K22=(12*EI/(L2^3))*2;
K=[K11 K12; K21 K22] %Matriz de rigidez estructura

[phireal,frecreal]=eig(K,M);
WREAL=sqrt(frecreal);
Hzreal=WREAL/(2*pi) %Frecuencia modos de vibración

%Amortiguamiento
amort=(log(0.423563/0.231295))/(2*10*pi);%Decaimineto logarítmico obtenido de ensayo de vibración libre
a0=amort*2*WREAL(1,1)*WREAL(2,2)/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
a1=amort*2/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
C=a0*M+a1*K; %Matriz de amortiguamiento

%% FUNCIÓN
param=1.47; % Valor de frecuencia con la que se desea simular en Hz

%fun=@odefun;
[t,y] = ode45(@ (t,y) odefun(t,y,M,K,C,param) ,tspan,x0);

hl=figure
```

```

subplot(2,1,1)
plot(t,y(:,1))
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL1')
hold on
subplot(2,1,2)
plot(t,y(:,2))
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL2')
%
h2=figure
subplot(2,1,1)
plot(t,y(:,3)) % velocidad 1
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GD1')
hold on
subplot(2,1,2)
plot(t,y(:,4)) % velocidad 2
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GD2')
hold on
%
aceler=zeros(length(t),2); %ACELERACIONES RELATIVAS
for iii=2:length(t)
    aceler(iii,1)= (y(iii,3)-y(iii-1,3))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración1
    aceler(iii,2)= (y(iii,4)-y(iii-1,4))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración2
end

acelerabs=zeros(length(t),3); % ACELERACIONES ABSOLUTAS
acelerabs(:,1)=aceler(:,1)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((param*2*pi)*t));
acelerabs(:,2)=aceler(:,2)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((param*2*pi)*t));

h3=figure
subplot(2,1,1)

hold on
plot(t,acelerabs(:,1)) %aceleración simulación ODE45
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GD1')
hold off

```

```
subplot(2,1,2)
hold on
plot(t,acelerabs(:,2)) %aceleración simulación ODE45
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GD2')
%
function dx2dt= odefun(t,x,M,K,C,param)

    dx2dt=zeros(4,1);
    dx2dt(1:2)=x(3:4);
    dx2dt(3:4)=inv(M)*(-K*x(1:2)-C*x(3:4)-M*[1;1]*(-0.002*((pa-
ram*2*pi)^2))*sin((param*2*pi)*t)); %EXCITACION MESA VIBRACIÓN SENOIDAL
CON AMPLITUD 0,02 cm Y WN=1,47 ---> PEIMER MODO

end
```

Capítulo 12. ANEXO II

Simulación dinámica de la estructura ante excitación senoidal con TMD instalado

```

clc
clear all
close all

tspan = [0 80];
x0 = [0;0;0;0;0;0];

% Parámetros originales
L1=0.28; %Longitud de pilaess inferiores
L2=0.3; %Longitud pilares superiores
m1=0.5;
m2=0.5;
M1=[m1 0 ; 0 m2];
M2=(0.13/(420*0.6))*[ 2*156*L1+2*156*L2 2*54*L2; 2*54*L2 2*156*L2];
M=M1+M2; % Matriz de masas final
b=0.09;% Profundidad de la estructura
e=0.002;% Espesor policarbonato
I=(b)*(e^3)/12;
E=2.08e9; %policarbonato
EI=E*I;
% Parámetros TMD
masatmd=0.042; %masa tmd-añadida con el peso de lo que sea
Ltmd=0.2; % Longitud que considero razonable, igual un poco menos, mejor
btmd=0.0551; % Profundidad viga en voladizo TMD
etmd=0.001; %Espesor viga TMD
Itmd=((btmd)*(etmd^3))/12 %Comprobación de dimensiones válidas de TMD
para obtenr Itmd que quiero

% Cálculos previos a TMD
K11=(12*EI/(L1^3))*2+(12*EI/(L2^3))*2;
K12=- (12*EI/(L2^3))*2;
K21=K12;
K22=(12*EI/(L2^3))*2;
K=[K11 K12; K21 K22] % Matriz de rigidez sin TMD instalado
[phireal,frecreal]=eig(K,M);
WREAL=sqrt(frecreal);
Hzreal=WREAL/(2*pi); %Frecuencia modos de vibración sin TMD
% Masas modales
Mod1=phireal(:,1);
Mod1t=transpose(Mod1);
Mmodal1=(Mod1t*M*[1;1])^2/(Mod1t*M*Mod1)
Mod2=phireal(:,2);
Mod2t=transpose(Mod2);
Mmodal2=(Mod2t*M*[1;1])^2/(Mod2t*M*Mod2)

```

```

Masatotal=Mmodal1+Mmodal2
%Amortiguamiento
amort=(log(0.423563/0.231295))/(2*10*pi) %Decaimineto logarítmico sacado
de ensayo de vibración libre
%amort=0.03
a0=amort*2*WREAL(1,1)*WREAL(2,2)/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
a1=amort*2/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
Ca=a0*M+a1*K %Matriz de amortiguamiento sin TMD

%% Cálculos TMD
% Ktmd
Ktmd1=3*(E*Itmd)/(Ltmd^3)
Ktmd=[K11 K12 0; K21 K22+Ktmd1 -Ktmd1; 0 -Ktmd1 Ktmd1] %Matriz de rigidez
con TMD instalado

% M tmd
Mtmndnueva=Ktmd1/((WREAL(1,1))^2); % Es lo mismo que el parametro masatmd
de más arriba
Mray= 0.0037;
M1tmd=[m1 0 0; 0 m2 0; 0 0 Mtmndnueva+Mray];
M2tmd=(0.13/(420*0.6))*[ 2*156*L1+2*156*L2 2*54*L2 0; 2*54*L2 2*156*L2 0;
0 0 0];
Mtmd=M1tmd+M2tmd

%Amortiguamiento--suponemos la misma seta que sin tmd porque en el péndulo
%no se puede añadir el amortiguamiento que se desee, se considera que el
%valor utilizado en el caso anterior será una buena aproximación
Cpeq=amort*2*(Mtmndnueva+Mray)*WREAL(1,1); % C añadida al introducir TMD
Ctmd=[0.2218 -0.0634 0; -0.0634 0.1354+Cpeq -Cpeq; 0 -Cpeq Cpeq]
[phitmd,frectmd]=eig(Ktmd,Mtmd)
Wtmd=sqrt(frectmd);
Hztd=Wtmd/(2*pi) % NUEvas frecuencias de modos de vibración

%% FUNCIÓN
param=3; % Valor de frecuencia con la que se desea simular en Hz
%fun=@odefun;
[t,y] = ode45(@ (t,y)odefun(t,y,Mtmd,Ktmd,Ctmd, param),tspan,x0);

h1=figure
subplot(3,1,1)
plot(t,y(:,1))
ylim([-0.01 0.01]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL1')
hold on
subplot(3,1,2)
plot(t,y(:,2))
ylim([-0.01 0.01]);

```

```

grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL2')
subplot(3,1,3)
plot(t,y(:,3))
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL3')

h2=figure
subplot(3,1,1)
plot(t,y(:,4)) % velocidad 1
ylim([-0.05 0.05]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GDL1')
hold on
subplot(3,1,2)
plot(t,y(:,5)) % velocidad 2
ylim([-0.1 0.1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GDL2')
hold on
subplot(3,1,3)
plot(t,y(:,6)) % velocidad tmd
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad TMD')
hold on

aceler=zeros(length(t),3); % ACELERACIONES RELATIVAS
for iii=2:length(t)
    aceler(iii,1)= (y(iii,4)-y(iii-1,4))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
1
    aceler(iii,2)= (y(iii,5)-y(iii-1,5))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
2
    aceler(iii,3)= (y(iii,6)-y(iii-1,6))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
3
end

acelerabs=zeros(length(t),3); % ACELERACIONES ABSOLUTAS
acelerabs(:,1)=aceler(:,1)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));
acelerabs(:,2)=aceler(:,2)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));
acelerabs(:,3)=aceler(:,3)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));

```

```

h3=figure
subplot(3,1,1)

hold on
plot(t,acelerabs(:,1)) %aceleración simulación ODE45
ylim([-1 1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GDL1')
hold off

subplot(3,1,2)
hold on
plot(t,acelerabs(:,2)) %aceleración simulación ODE45
% Aceleración de primer modo en mesa y amplitud 0,02cm CON TMD
%los_datos4=dlmread('modo1mesa_02cm.txt','');
%plot(los_datos4(:,1),los_datos4(:,2)),hold on %aceleración medida
ylim([-1 1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GDL2')
hold off
subplot(3,1,3)
hold on
plot(t,acelerabs(:,3)) %aceleración simulación ODE45
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración TMD')

function dx2dt= odefun(t,x,Mtmd,Ktmd,Ctmd, param)

dx2dt=zeros(6,1);
dx2dt(1:3)=x(4:6);
dx2dt(4:6)=inv(Mtmd)*(-Ktmd*x(1:3)-Ctmd*x(4:6)-Mtmd*[1;1;1]*(-
0.002*(9.236^2))*sin(9.236*t)); %EXCITACION MESA VIBRACIÓN SENOIDAL CON
AMPLITUD 0,2cm Y WN=1,47 ---> PEIMER MODO
dx2dt(4:6)=inv(Mtmd)*(-Ktmd*x(1:3)-Ctmd*x(4:6)-Mtmd*[1;1;1]*(-
0.002*((param*2*pi)^2))*sin((param*2*pi)*t)); %EXCITACION MESA VIBRA-
CIÓN SENOIDAL CON AMPLITUD 0,2cm Y WN=1,47 ---> PEIMER MODO
end

```

Capítulo 13. ANEXO III

Simulación dinámica de la estructura ante excitación senoidal con TLCD instalado

```

%% TLCD
clc
clear all
close all

tspan = [0 80];
x0 = [0;0;0;0;0;0];

% Parámetros originales estructura
L1=0.28; %Longitud de pilares inferiores
L2=0.3; %Longitud pilares superiores
m1=0.5;
m2=0.5;
M1=[m1 0 ; 0 m2];
M2=(0.13/(420*0.6))*[ 2*156*L1+2*156*L2 2*54*L2; 2*54*L2 2*156*L2];
M=M1+M2; % Matriz de masas final
b=0.09; % Profundidad de la estructura
e=0.002;% Espesor policarbonato
I=((b)*(e^3))/12;
E=2.08e9; %policarbonato
EI=E*I;

% Parámetros TLCD
g=9.81;
ro=997;
prof=0.04;
lлат=0.03;
lcentral=0.078;
hcentral=0.025;
hagua=0.046;
Ltot=lcentral+2*lлат+2*hagua;

% Cálculos necesarios
A=prof*lлат
vf=2*(lлат*prof*hagua)+lcentral*prof*hcentral;
Mf=ro*vf
Msop=0.169;
Kf=2*ro*A*g;
alpha=(lcentral+2*lлат)/Ltot;

% Cálculos previos a TMD
K11=(12*EI/(L1^3))*2+(12*EI/(L2^3))*2;
K12=- (12*EI/(L2^3))*2;
K21=K12;
K22=(12*EI/(L2^3))*2;
K=[K11 K12; K21 K22];

```

```
[phireal,frecreal]=eig(K,M);
WREAL=sqrt(frecreal);
Hzreal=WREAL/(2*pi);
%Amortiguamiento
amort=(log(0.423563/0.231295))/(2*10*pi) %Decaimineto logarítmico
amortiguamiento=amort*100 %Amortiguamiento en %100
a0=amort*2*WREAL(1,1)*WREAL(2,2)/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
a1=amort*2/(WREAL(1,1)+WREAL(2,2));
Ca=a0*M+a1*K; %Matriz de amortiguamieto
cf=2*Mf*amort*WREAL(1,1);
% DEFINICIÓN DE NUEVAS MATRICES
Malt=[m1 0 0; 0 m2+Mf+Msop alpha*Mf; 0 alpha*Mf Mf];
M2tmd=(0.13/(420*0.6))*[ 2*156*L1+2*156*L2 2*54*L2 0; 2*54*L2 2*156*L2 0;
0 0 0];

Mtlcd=Malt+M2tmd

Ktlcd=[K11 K12 0; K21 K22 0; 0 0 2*ro*A*g]

%Ctlcd=[0.2218 -0.0634 0; -0.0634 0.1354 0; 0 0 cf]

[phitlcd,frectlcd]=eig(Ktlcd,Mtlcd)
Wtlcd=sqrt(frectlcd)
Hztlcd=Wtlcd/(2*pi)

param=3.8;

%% FUNCIÓN
%fun=@odefun;
[t,y] = ode45(@ (t,y)odefun(t,y,Mtlcd,Ktlcd,ro,A,amort,param),tspan,x0);
%[t,y] = ode45(@ (t,y)odefun(t,y,Mtlcd,Ktlcd,Ctlcd),tspan,x0);

h1=figure
subplot(3,1,1)
plot(t,y(:,1))
%ylim([-0.1 0.1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL1')
hold on
subplot(3,1,2)
plot(t,y(:,2))
%ylim([-0.1 0.1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL2')
subplot(3,1,3)
plot(t,y(:,3))
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Desplazamiento (m)'
title('Desplazamiento GDL3')
```

```

h2=figure
subplot(3,1,1)
plot(t,y(:,4)) % velocidad 1
%ylim([-0.5 0.5]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GDL1')
hold on
subplot(3,1,2)
plot(t,y(:,5)) % velocidad 2
%ylim([-1 1]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad GDL2')
hold on
subplot(3,1,3)
plot(t,y(:,6)) % velocidad tmd
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Velocidad (m/s)'
title('Velocidad TMD')
hold on

aceler=zeros(length(t),3);
for iii=2:length(t)
    aceler(iii,1)= (y(iii,4)-y(iii-1,4))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
1
    aceler(iii,2)= (y(iii,5)-y(iii-1,5))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
2
    aceler(iii,3)= (y(iii,6)-y(iii-1,6))/(t(iii)-t(iii-1)); %Aceleración
3
end

acelerabs=zeros(length(t),3); % ABSOLUTAS
acelerabs(:,1)=aceler(:,1)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));
acelerabs(:,2)=aceler(:,2)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));
acelerabs(:,3)=aceler(:,3)+(-0.002*((param*2*pi)^2))*sin((pa-
ram*2*pi)*t));

h3=figure
subplot(3,1,1)
hold on
plot(t,acelerabs(:,1)) %aceleración simulación ODE45
%ylim([-5 5]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GDL1')
hold off

```

```

subplot(3,1,2)

hold on
plot(t,acelerabs(:,2)) %aceleración simulación ODE45
%ylim([-10 10]);
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración GDL2')
hold off

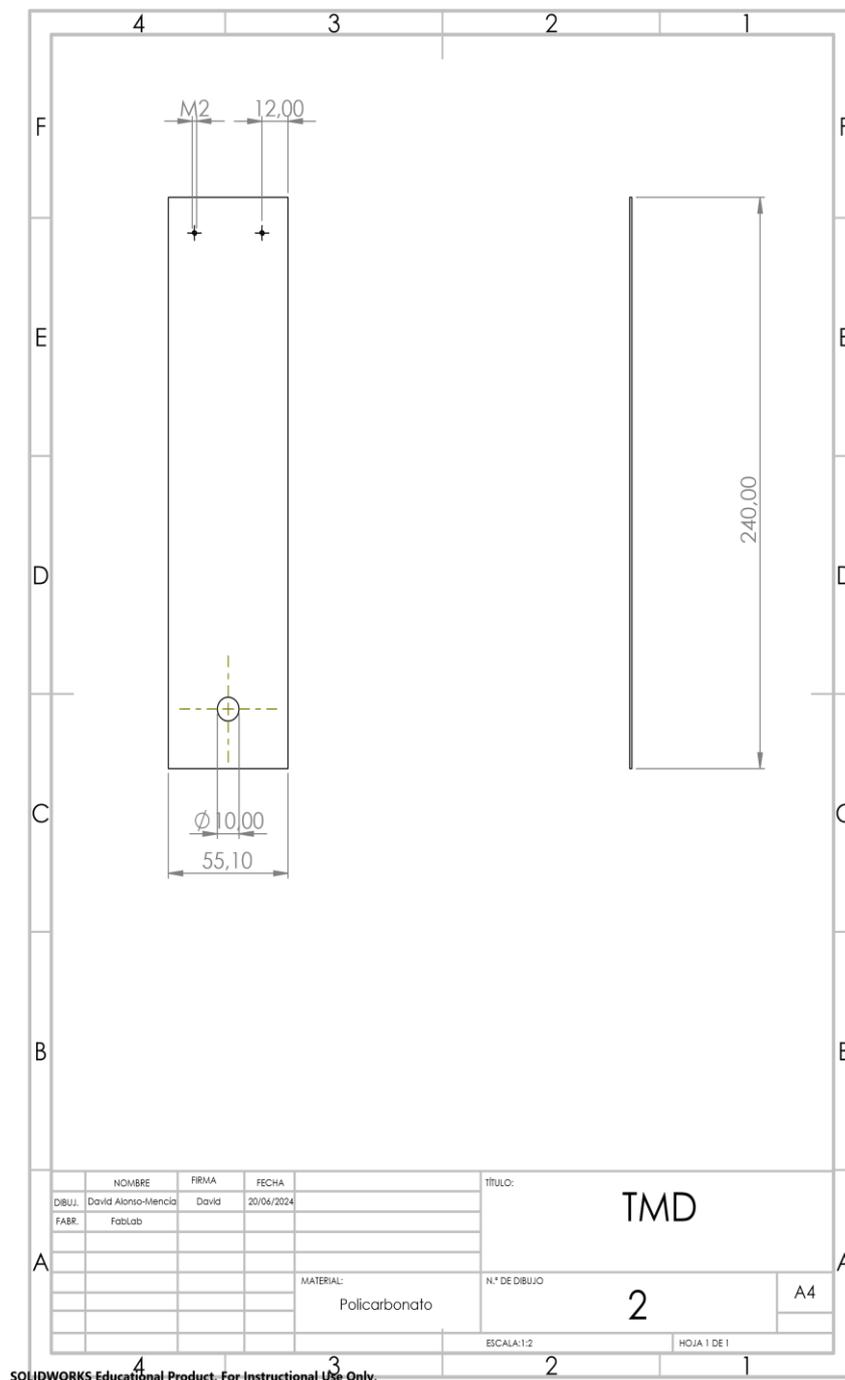
subplot(3,1,3)
hold on
plot(t,acelerabs(:,3)) %aceleración simulación ODE45
grid
xlabel 'Tiempo (s)'
ylabel 'Aceleración (m^2/s)'
title('Aceleración TMD')

function dx2dt= odefun(t,x,Mtlcd,Ktlcd,ro,A,amort, param) %OPCION DE
CUANDO
% Ctlcd está dentro porque lleva componente velocidad
function dx2dt= odefun(t,x,Mtlcd,Ktlcd,Ctlcd) %OPCION DE CUANDO Ctlcd
fuera

dx2dt=zeros(6,1);
dx2dt(1:3)=x(4:6);
m=x(6)
Ctlcd=[0.2218 -0.0634 0; -0.0634 0.1354 0; 0 0 0.5*ro*A*amort*abs(m)]
%dx2dt(4:6)=inv(Mtlcd)*(-Ktlcd*x(1:3)-Ctlcd*x(4:6)-Mtlcd*[1;1;1]*(-
0.002*(9.236^2))*sin(9.236*t)); %EXCITACION MESA VIBRACIÓN SENOIDAL CON
AMPLITUD 0,2cm Y WN=1,47 ---> PEIMER MODO
%
dx2dt(4:6)=inv(Mtlcd)*(-Ktlcd*x(1:3)-Ctlcd*x(4:6)-Mtlcd*[1;1;1]*(-
0.002*((param*2*pi)^2))*sin((param*2*pi)*t));
end

```


Capítulo 15. ANEXO V



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.



Capítulo 1. ANEXO VI

